الجمهوريـــة الجـــزائريـــة الديمقراطيـــة الشعبيـــة
RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
وزارة التعليـــم العالـــي و البحـــث العلمـــي
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
جامعـــة عمار ثليجـــي بالأغـــواط
UNIVERSITÉ AMAR TELIDJI LAGHOUAT
كليـــة التكنولوجـــيا
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT D'ELECTROTECHNIQUE

MÉMOIRE DE FIN D'ÉTUDES

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de
Master Académique En Électrotechnique
Spécialité : Machines électriques

THÈME

Analyse Vibratoire des Machines sur un Banc d'Essai - Cas d'un Disque Tournant -

Présenté par :
Said KOUIDRI
Kouider GHRIS

Proposé par : M. SAROUTE
Dirigé par : M. SAROUTE & M. HAMIDAT
Suivi pratique par : K. HACHANI

Soutenue le : 05/06/ 2022

Devant le Jury composé de :

Président	Prof. M. BIRAME	Université de AMAR TELIDJI
Examinateur	Prof. S. BESSEDDIK	Université de AMAR TELIDJI
Encadreur	Prof. M. SAROUTE	Université de AMAR TELIDJI
Co-Encadreur	M. HAMIDAT	Université de AMAR TELIDJI

Année universitaire 2021 / 2022

REMERCIEMENTS

Nous remercions Allah de nous avoir donné la force et le courage pour réaliser ce modeste travail.

Nous tenons à remercier en premier lieu, mon directeur de thèse, Monsieur Mohammed SAROUT pour la confiance dont il nous a gratifié, pour ses conseils, sa disponibilité ainsi que son soutien, quand tout allait bien, mais surtout quand ça allait moins bien, qui au-delà d'être un excellent mentor, auprès de qui nous avons fait nos premiers pas en vibration. Merci de nous offrir la possibilité d'orienter nos recherches avec une grande liberté. C'est pour cela que nous avons eu la motivation de faire une recherche dans les vibrations.

Nous tenons à remercier Monsieur M. HAMIDAT le Co-encadreur.

Nous remercions également les membres du jury pour avoir accepté d'y siéger et d'examiner ce mémoire.

Nous remercions Monsieur Khaled HACHANI l'ingénieur pour son dévouement, ses conseils et son soutien moral et les informations utiles et le suivi pratique tout le long de l'élaboration de ce travail.

Nous remercions l'équipe de service mécanique (cellule de vibration) à DML pour leur accueil et leur disponibilité pendant la durée de notre stage.

Toutes ces personnes ont contribué, par leur disponibilité et leur bonne humeur, à rendre notre stage enrichissant et motivant.

Enfin, nous tenons à exprimer notre reconnaissance à Monsieur Mohamed KHADROUNE et le bureau de formation au DML et l'équipe d'administration commun PFE **(Université – Société DML SONATRACH).**

DEDICACES

A tous les étudiants de sciences et les ingénieurs musulmans dans le monde islamique …

Nous dédions ce travail à tous les centres de traduction en arabe …

ملخـــص

المحرك اللاتزامني هو الأكثر استعمالا في المجالات الصناعية المختلفة نظرًا لخصائصه المتينة، فهو يتطلب القليل من الصيانة مقارنة بالمحركات الأخرى، ولكنه يمكن أن يتعرض لأعطال من أنواع مختلفة، كهربائية أو ميكانيكية. ولهذا فإن الحاجة تفرض عدة مشاريع بحثية لدراسة التحكم واكتشاف الأعطال وصيانة هذه الآلة. لتجنب هذه الأعطال بالإضافة إلى إجراءات الصيانة الثقيلة والمكلفة، سندرس في هذا البحث مفهوم الصيانة الوقائية باستخدام تحليل الاهتزازات.

الاهتزازات هي ظواهر فيزيائية، يستخدم تحليل الاهتزازات للكشف عن الأعطال أو التدهور في الآلات الدوارة و يوفر مقياسًا أفضل لحالتها.

تم تكريس هذا البحث لتشخيص خلل في العنصر الدوار عن طريق استغلال الإشارات الاهتزازية وموازنة هذا الأخير ، أدى عدم التوازن في السلوك الديناميكي للعنصر الدوار إلى حدوث استجابة اهتزازية، ومن خلال نتائجنا العملية أثبتنا فعالية تحليل الاهتزازات في تشخيص الأخطاء وأيضا تقنية الموازنة.

كلـمات مفتـاحـية

محرك لاتزامني، صيانة وقائية، تشخيص واكتشاف الأعطال، عدم التوازن، تحليل الاهتزازات، موازنة، معايير.

Abstract

The asynchronous motor is the most used in the various industrial fields. For its excellent robustness quality, it requires a little maintenance comparaed to other motors, but can present failures of various natures that could be electrical or mechanical. thus, the need imposes several research projects to study the control, the detection of the defects and the maintenance of this machine. To avoid these breakdowns as well as heavy and expensive maintenance actions, we will study in this research the concept of preventive maintenance by using the vibration analysis.

Vibrations are physical phenomena where vibration analysis is used to highlight the defects of the operation or degradation of a rotating machine and give a better measure of its condition.

This work has been dedicated to the diagnosis of a defect of the rotor by the exploitation of vibratory signals and balancing of this latter. The imbalance in the dynamic behavior of the rotor has generated a vibratory response, and through our practical results we have proven the effectiveness of vibration analysis in the diagnosis of defects and also the balancing technique.

Keywords

Asynchronous motor, Preventive maintenance, Diagnosis and fault detection, Unbalance, Vibration analysis, Balancing, Standards.

RÉSUMÉ

Le moteur asynchrone est le plus utilisé dans les différents domaines industriels, car bien considéré par ses qualités de robustesse, il nécessite peu de maintenance comparable à d'autres moteurs, mais peut présenter des pannes de diverses natures, électriques ou mécaniques. Pour cela, la nécessité impose plusieurs projets de recherche pour l'étude de la commande, la détection des défauts et la maintenance de cette machine. Pour éviter ces pannes ainsi que des actions de maintenance lourdes et coûteuses, nous étudierons dans cette recherche le concept de maintenance préventive en utilisant l'analyse vibratoire.

Les vibrations sont des phénomènes physiques,l'analyse vibratoire est utilise pour mettre en évidence les défauts de fonctionnement ou de dégradation d'une machine tournante et donnent une meilleure mesure de son état.

Ce travail a été dédié au diagnostic d'un défaut du rotor par l'exploitation de signaux vibratoires et l'équilibrage de ce dernier . Le déséquilibre dans le comportement dynamique du rotor a généré une réponse vibratoire, et grâce à nos résultats pratiques nous avons prouvé l'efficacité de l'analyse vibratoire dans le diagnostic des défauts et aussi la technique d'équilibrage.

Mots-clés

Moteur asynchrone, Maintenance préventive, Diagnostic et détection de défaut, Balourd, Analyse vibratoire, Équilibrage, Normes.

LISTE DES FIGURES

CHAPITRE I : Principaux Défauts de la Machine Asynchrone, Causes et Conséquences

Fig.I.1. Les composants d'un moteur asynchrone 5
Fig.I.2. Le stator 6
Fig.I.3. Structure d'un rotor bobiné 8
Fig.I.4. Structure d'un rotor à cage d'écureuil 8
Fig.I.5. Types de maintenance 10
Fig.I.6. Seuil de maintenance 11
Fig.I.7. Répartition des défauts rencontrés dans les entrainements asynchrones 14
Fig.I.8. Répartition des défauts rencontrés dans les applications entrainées par les moteurs asynchrones de la gamme Leroy Somer selon l'enquête menée auprès d'une filiale de maintenance. 14
Fig.I.9. Exemple de roulement. (a) Défauts localisés. (b) Défauts distribués. 16
Fig.I.10. Différents types de défauts statorique 17
Fig.I.11. Rupture d'un anneau 18
Fig.I.12. Positions du rotor et du stator dans une machine parfaite. 18
Fig.I.13. Types d'excentricités statiques (a), dynamique (b) et mixte (c) 19
Fig.I.14. Alignement parfait. 19
Fig.I.15. Désalignement angulaire (pas de décalage) 20
Fig.I.16. Désalignement parallèle. 20
Fig.I.17. Désalignement combiné. 21
Fig.I.18. Flexion d'arbre due à un défaut d'alignement ou de concentricité des paliers. 21
Fig.I.19. Modes élastiques d'un rotor flexible. 21
Fig.I.20. Déséquilibre du rotor. 22
Fig.I.21. Le déséquilibre, la vélocité de vibration et la force centrifuge en fonction de la vitesse de rotation. 23
Fig.I.22. Sources de déséquilibre 24
Fig.I.23. Déséquilibrage statique. 25
Fig.I.24. Déséquilibre de couple 25
Fig.I.25. Équilibre statique, déséquilibre du couple 26
Fig.I.26. Déséquilibre dynamique 26

CHAPITRE II : l'Analyse Vibratoire, Captures et Identification des Défauts

Fig.II.1. Composants de l'architecture de système de détection de défaut. 29

Fig.II.2. Caractéristiques d'un signal vibratoire. 30
Fig.II.3. Signal sinusoïdal de déplacement 32
Fig.II.4. Signal sinusoïdal de vitesse 33
Fig.II.5. Signal sinusoïdal d'accélération 33
Fig.II.6. Capteurs de vibrations et les types de mesures. 34
Fig.II.7. Capteur de déplacement pour les paliers lisses. 35
Fig.II.8. Schéma de fonctionnement d'un capteur de déplacement 35
Fig.II.9. Capteur de vitesse à bobine mobile 37
Fig.II.10. Capteur de vitesse photoélectrique 38
Fig.II.11. Schéma d'un accéléromètre. 39
Fig.II.12. Schéma d'un accéléromètre à préamplificateur intégré. 41
Fig.II.13. Positionnement des accéléromètres sur un palier. 42
Fig.II.14. Plans de mesure 42
Fig.II.15. Les positions de placement d'un accéléromètre 42
Fig.II.16. Gamme dynamique et gamme de fréquences des capteurs. 43
Fig.II.17. Influence de la grandeur utilisée. 44
Fig.II.18. Harmoniques pour 1500 tr/min. 44
Fig.II.19. Illustration temporal-fréquentiel d'un signal oscillant 46

CHAPITRE III : Contrôle et Equilibrage d'un Défaut de Balourd sur un Banc d'Essai

Fig.III.1. Analyse d'ordre (résonance) de démarrage d'un rotor classe 2, 3, 4 ou 5 54
Fig.III.2. Interface d'objets de la base de données 58
Fig.III.3. Interface des signaux et analyses. 59
Fig.III.4. Analyseur de spectre FFT 59
Fig.III.5. Kit simulateur. 60
Fig.III.6. Plaque Signalétique du moteur de lancement. 60
Fig.III.7. Carte d'acquisition. 61
Fig.III.8. Capteur de vitesse (photoélectrique). 61
Fig.III.9. Un accéléromètre (piézoélectrique) 61
Fig.III.10. Création d'un balourd. 62
Fig.III.11. La masse de boulon. 62
Fig.III.12. Trends de démarrage Amplitude / Phase 63
Fig.III.13. Signal FFT d'un capteur accéléromètre position vertical. 63
Fig.III.14. Signal indique un déphasage entre le capteur vertical et le capteur horizontal 64
Fig.III.15. Signal indique un balourd initial avec un phase $\varphi_0 = 0{,}20°$ 64

Fig.III.16. Poids de la masse d'essai. 66
Fig.III.17. Signal FFT d'un capteur accéléromètre position vertical 67
Fig.III.18. Signal indique un balourd résultant avec un phase $\varphi_1 = -8,77°$ 67
Fig.III.19. Diagramme vectoriel de V0 , V1 et Ve pour l'unité : 1mm x = 0.05 mm y 69
Fig.III.20. Diagramme vectoriel de V0 , V1 et Ve pour l'unité : 1mm x = 1 mm y 69
Fig.III.21. Diagramme vectoriel de V0 , V1 , Ve , Ve' et Vc pour l'unité : 1 mm x=0,05 mm y 70
Fig.III.22. Diagramme vectoriel de V0 , V1 , Ve , Ve' et Vc pour l'unité : 1 mm x=1 mm y .. 70
Fig.III.23. Détermination de la position de la masse de correction 71
Fig.III.24. Par méthode numérique (Un logiciel) 71
Fig.III.25. Poids et positionnement de la masse de correction. 72
Fig.III.26. Signale FFT après l'équilibrage d'amplitude d'accélération. 72
Fig.III.27. Montage de la masse de correction à un rayon différent du rayon de montage de la masse d'essai 73

LISTE DES TABLEAUX

CHAPITRE I : Principaux Défauts de la Machine Asynchrone, Causes et Conséquences

Tab.I.1. Terminologie & définitions..... 12

CHAPITRE II : l'Analyse Vibratoire, Captures et Identification des Défauts

Tab.II.1. Niveaux vibratoires admissibles sur les machines tournantes 48

Tab.II.2. Les fréquences des vibrations et leurs causes probables 49

Tab.II.3. Identification des vibrations 50

CHAPITRE III : Contrôle et Equilibrage d'un Défaut de Balourd sur un Banc d'Essai

Tab.III.1. Comparaison les résultats de la masse de correction entre un logiciel et le un programme sur MATLAB. 74

LISTE DES SYMBOLES ET ABREVIATIONS

A_0	amplitude de vibration causée par le balourd (amplitude initiale)
A_A	amplitude d'accélération de la vibration absolue
A_V	amplitude de vitesse de la vibration absolue
Ac	amplitude crête
Acc	amplitude double (crête à crête)
Aeff, RMS	amplitude efficace
a	accélération
$\boldsymbol{a_s}$	enroulement d'un phase statorique
β	angle de contact de la bille avec les bagues
C	centre de masse
C.G	Centre de Gravité
CPM	Cycle Par Minute
CCV	Coût du Cycle de Vie
D_b	diamètre d'une bille
D_c	diamètre de la cage
d	déplacement
e_{adm}	balourd spécifique
e	déplacement du centre de la masse
F	force due au déséquilibre
f	fréquence d'alimentation
FFT	Fast Fourier Transform (transformée de Fourier rapide)
f_r	fréquence de rotation de l'arbre
$f_{ba.ex}$	fréquence de défaut de bague externe
$f_{ba.in}$	fréquence de défaut de bague interne
f_{bi}	fréquence de défaut de billes
f_{ca}	fréquence de défaut de cage
φ_0	angle de phase du signal vibratoire par rapport à l'impulsion du capteur tachymétrique
g	glissement
H	champ magnétique
I_s	courant statorique
M	masse du rotor

m	masse du balourd
m_{ess}	masse d'essai
m_r	masse équivalente de balourd résiduel (la masse résiduelle)
m_c	masse de correction
N	vitesse nominale
Ns	vitesse de synchronisme
N_b	nombre de billes
ω	vitesse angulaire
p	nombre de paires de pôles
R_c	rayon du lieu de la masse de correction
R_{ess}	rayon du lieu de la masse de d'essai
RPM	Rotation Par Minute
r	distance entre le centre du rotor et centre de gravité du la masse "m" de balourd
$\boldsymbol{r_f}$	résistance de défaut
τ	durée d'une période
U	déséquilibre du rotor
U_{adm}	balourd résiduel admissible
$\underline{V_0}$	vecteur représentant le balourd initial
$\underline{V_1}$	vecteur représentant le balourd résultant
$\underline{V_e}$	vecteur représente la contribution de la masse d'essai seule sur la nouvelle condition de déséquilibre du rotor.
$\underline{V_c}$	vecteur représente la position et la valeur du balourd nécessaires pour annuler le balourd initial
v	vitesse
X	vitesse de rotation en tr/min ou RPM

Table des matières

REMERCIEMENTS I
DEDICACES II
RÉSUMÉ (Ar-En-Fr) V
LISTE DES FIGURES VI
LISTE DES TABLEAUX IX
LISTE DES SYMBOLES ET ABREVIATIONS X
INTRODUCTION GÉNÉRALE 1

CHAPITRE I : Principaux Défauts de la Machine Asynchrone, Causes et Conséquences

I.1. Introduction 4
I.2. Principe de fonctionnement 4
I.3. Construction de la machine asynchrone 5
I.3.1. Stator 5
I.3.2. Rotor 6
I.3.2.1. Rotor bobiné 7
I.3.2.2. Rotor cage d'écureuil 8
I.3.3. Les organes mécaniques 8
I.3.3.1. Les roulements 9
I.4. Maintenance 9
I.4.1. Maintenance curative 10
I.4.2. Maintenance systématique 10
I.4.3. Maintenance prévisionnelle 10
I.4.4. Maintenance préventive 10
I.4.5. Maintenance conditionnelle 10
I.4.6. L'importance de la maintenance 11
I.5. Terminologie dédiée au diagnostic 12
I.6. Généralités sur les défauts des machines électrique 13
I.6.1. Défaut des roulements 15
I.6.1.1. Fréquences caractéristiques des défauts du roulement 16
I.6.2. Défauts au stator 16
I.6.3. Défauts au rotor 17
I.6.4. Défaut d'excentricité 18

I.6.5. Alignement d'arbres 19
I.6.5.1. Alignement parfait 19
I.6.5.2. Désalignement angulaire ou frontal (le délignage ou défaut de lignage) 20
I.6.5.3. Désalignement décalé ou parallèle 20
I.6.5.4. Désalignement combiné ou oblique 20
I.6.6. Flexion du rotor 21
I.6.7. Défaut de déséquilibre (balourd) 21
I.6.7.1. Les paramètres de déséquilibre 22
I.6.7.2. Déséquilibre et vitesse 23
I.6.7.3. Sources du déséquilibre 23
I.6.7.4. Déséquilibrage statique 24
I.6.7.5. Déséquilibre de couple 25
I.6.7.6. Déséquilibre dynamique 26
I.7. Conclusion 26

CHAPITRE II : l'Analyse Vibratoire, Captures et Identification des Défauts

II.1. Introduction 28
II.2. Analyse vibratoire 28
II.2.1. Définition d'une vibration 29
II.2.2. Vibration Caractéristiques 29
II.2.3. Intérêt du mesurage des vibrations 31
II.2.4. Techniques de mesurage 31
II.2.4.1. Le déplacement 31
II.2.4.2. La vitesse 32
II.2.4.3. L'accélération 33
II.2.4.4. Relations entre les grandeurs 34
II.3. Captures de vibrations 34
II.3.1. Capteur de déplacement 34
II.3.1.1. Principe de fonctionnement 35
II.3.1.2. Avantages 36
II.3.1.3. Inconvénients 36
II.3.2. Capteur de vitesse (Vélocité) 36
II.3.2.1. Capteur à bobine mobile (Classique) 36
II.3.2.1.1. Principe de fonctionnement d'un capteur de vitesse à bobine mobile 36
II.3.2.1.2. Avantages 37

II.3.2.1.3. Inconvénients 37
II.3.2.2. Capteur photoélectrique (Moderne) 38
II.3.3. Accéléromètre 38
II.3.3.1. Principe de fonctionnement 39
II.3.3.2. Avantages 40
II.3.3.3. Inconvénients 40
II.3.3.4. Accéléromètre à préamplificateur intégré 40
II.3.3.5. Montage de l'accéléromètre 41
II.3.4. Choix du capteur de vibrations 42
II.3.5. Influence de la grandeur utilisée 43
II.4. Harmoniques (Ordres) 44
II.5. Spectre FFT (Fast Fourier Transform) 45
II.6. Tendances et lignes de base en matière de vibrations 46
II.7. Normes et limites de vibration 47
II.8. Identification les défauts et leurs vibrations 48
II.9. Conclusion 51

CHAPITRE III : Contrôle et Equilibrage d'un Défaut de Balourd sur un Banc d'Essai
III.1. Introduction 53
III.2. Importance de l'équilibrage 53
III.3. Technique de la réparation 53
III.4. L'équilibrage (La correction) 55
III.4.1. Types d'équilibrage 56
III.5. Logiciel VIB360 STUDIO 57
III.5.1. Représentation « objets » 57
III.5.2. La base de données 57
III.5.3. Les analyse 58
III.6. Simulation un défaut du balourd sur kit simulateur 59
III.6.1. Procédure d'équilibrage 62
III.6.1.1. Lancement 1 : Analyse d'ordre et analyse spectral (FFT) de balourd initial 62
III.6.1.2. Lancement 2 : Avec une masse d'essai 65
III.6.1.2.1. Choix d'une masse d'essai 65
III.6.1.3. Lancement 3 : Avec une masse de correction 68
III.6.1.3.1 Par méthode graphique (Diagramme vectoriel) 68
III.6.1.3.2 Par méthode numérique (Un logiciel) 71

III.6.2. Résultat final (Vibration résiduelle) 72
III.6.3. Rayon de correction 73
III.6.4. Interprétation 74
III.6.5. Comparaison entre les programmes de calcule 74
III.7. Conclusion 75
CONCLUSION GÉNÉRALE 76
ANNEXES 78
Annexe En : Illustrated Vibration Diagnostic Chart 79
Annexe Fr : Tableau illustré de diagnostic des vibrations 84
Annexe En : Balance quality grades for various groups of representative rigid rotors (From ISO 1940/1) 104
Annexe En : B.Maximum permissible residual unbalance, eper (Imperial values adapted from ISO 1940/1) 105
Annexe Fr : Degrés de qualité d'équilibrage pour différents groupes de rotors rigides representatives (ISO 1940/1-1986 (F)) 106
Annexe Fr : Valeur du balourd spécifique résiduel maximal admissible correspondant à divers degrés de qualité d'équilibrage (ISO 1940/1-1986 (F)) 107
Programme en Matlab de l'équilibrage plan 1 pour les rotor rigide et les rotors quasi-flexible 108
BIBLIOGRAPHIE 110

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Dans le monde industriel et universitaire, le moteur asynchrone gagne en popularité. Il a progressivement supplanté la machine à courant continu et concurrencé son homologue synchrone dans une gamme de puissance allant de quelques watts à quelques mégawatts grâce à sa facilité de mise en œuvre, sa petite taille, son bon rendement, son faible coût et son excellente fiabilité. Elle ne nécessite pas d'entretien fréquent, ce qui lui permet de fonctionner dans des environnements difficiles et à des niveaux de puissance élevés, tout en conservant une grande efficacité.

La dépendance totale vis-à-vis des machines asynchrones a conduit à l'apparition de certains problèmes tels que les vibrations. Le sujet de ce travail désigné pour résoudre ou bien éliminer ces problèmes. La méthode présentée est basée sur les analyses vibratoires extraites de ces machines.

Ce travail a donc été aidé par les agents mécaniciens de la société DML (direction maintenance Laghouat), Les travaux ont été menés au sein du Laboratoire de l'unité de vibration dans DML qui a une convention avec l'université de Laghouat.

Afin de répondre aux objectifs énoncés précédemment, le manuscrit est divisé en chapitres suivants :

Au premier chapitre, on commence par une discussion autour les machines asynchrones, cette étape est primordiale car elle permet non seulement une meilleure connaissance de la machine mais aussi prépare efficacement le terrain à l’application des stratégies de maintenance. Puis en situer la problématique des défauts des machines électriques, donc cette partie est consacrée aux principaux défauts et leurs causes et conséquences sur les machines asynchrones.

Au deuxième chapitre, on présentera l’analyse vibratoire concernons les différents nature des défauts lesquels se situe notre travail. Afin d'observer ces phénomènes apparaissent sur la machine, Nous allons montrer les capteurs leur contextes, types, caractéristiques et principes de fonctionnements.

Le troisième chapitre, fera l'objet du principe d'équilibrage avec les différentes techniques de réparation d'un cas du balourd et son application sur les moteurs asynchrones. Afin de valider la théorie de l'équilibrage étudié, nous allons effectuer un test par simulation sur le kit simulateur.

Enfin, nous donnerons une conclusion générale qui met en évidence les résultats de notre recherche et les implications de nos résultats.

CHAPITRE I

Principaux Défauts de la Machine Asynchrone, Causes et Conséquences

I.1. Introduction

Selon le vocabulaire électrotechnique international, ‘’Une machine asynchrone est une machine à courant alternatif dont la vitesse en charge et la fréquence du réseau, auquel elle est reliée, ne sont pas dans un rapport constant‘’ Ce vocable est le seul utilisé en français, alors que les pays anglo-saxons désignent par machine à induction (induction machine) ‘’une machine asynchrone dont le circuit magnétique est associé à deux ou plus de deux circuits électriques se déplaçant l’un par rapport à l’autre et dans laquelle l’énergie est transférée de la partie fixe à la partie mobile, ou inversement par induction électromagnétique‘’. [1]

Le moteur à induction se caractérise par sa simplicité, sa fiabilité et son faible coût, associés à une capacité de surcharge raisonnable, des exigences de service minimales et un bon rendement. Un moteur à induction utilise directement le courant alternatif fourni au stator. Le rotor reçoit la puissance par effet d'induction. [2]

Cependant, en raison de la durée de vie de ces machines électriques, des défauts de fabrication, d'alignement, mal fonctionnement ou d'autres problèmes d'origine électrique, de nombreux types de défauts sont inévitables dans les machines électriques et peuvent se produire dans leurs différents composants.

I.2. Principe de fonctionnement

Les moteurs fonctionnent selon un principe commun qui est celui de l’induction. Il y a une relation entre le stator, qui génère le champ magnétique et le rotor, qui transmet la force motrice, avec un isolement galvanique entre les deux éléments. L’alimentation du bobinage du stator génère une induction magnétique à laquelle est associé un champ magnétique à partir duquel est créée la force motrice. Pour produire un mouvement de rotation, le rotor doit être soumis à deux flux alternatifs qui ne sont pas synchronisés dans le temps et qui sont appliqués en deux endroits distincts, décalés selon la direction du mouvement souhaité. [3]

Le rotor. Celui-ci est constitué de conducteurs (des bobinages ou carrément des barres métalliques) disposés le long du rotor et court-circuités. Lorsque le champ tournant balaye ces conducteurs, il induit des courants qui entrent en interaction avec le champ et permettent à un couple moteur de se créer. Le rotor se met alors à tourner et se stabilise à une vitesse toujours légèrement inférieure à la vitesse de synchronisme. Il est impossible pour le rotor de tourner à la vitesse de synchronisme puisqu’il serait alors baigné dans un champ fixe, et donc parcouru par un courant nul. En l’absence de courant, le couple serait nul, et la machine décélèrerait. La légère différence de vitesse justifie le terme de « glissement » du rotor par rapport au champ tournant. [4]

I.3. Construction de la machine asynchrone

La machine asynchrone (figure.I.1) comporte un stator muni d'un enroulement triphasé et d'un rotor portant un enroulement triphasé ou une cage. C'est un transformateur à champ tournant dont le primaire est le stator et dont le secondaire, mis en court-circuit et libre de tourner.

Deux composantes principales constituent le moteur asynchrone, souvent appelé moteur d'induction. Elles sont faites de tôles d'acier au silicium et comportent des encoches dans lesquelles on place les enroulements. L'une des composants, appelée le stator, est fixe ; on y trouve les enroulements reliés à la source. L'autre composante nommée le rotor, est montée sur un axe et libre de tourner. Selon que les enroulements du rotor sont accessibles de l'extérieur ou sont fermés sur eux-mêmes en permanence, on reconnait deux types de rotor : le rotor bobiné et le rotor à cage d'écureuil. [5]

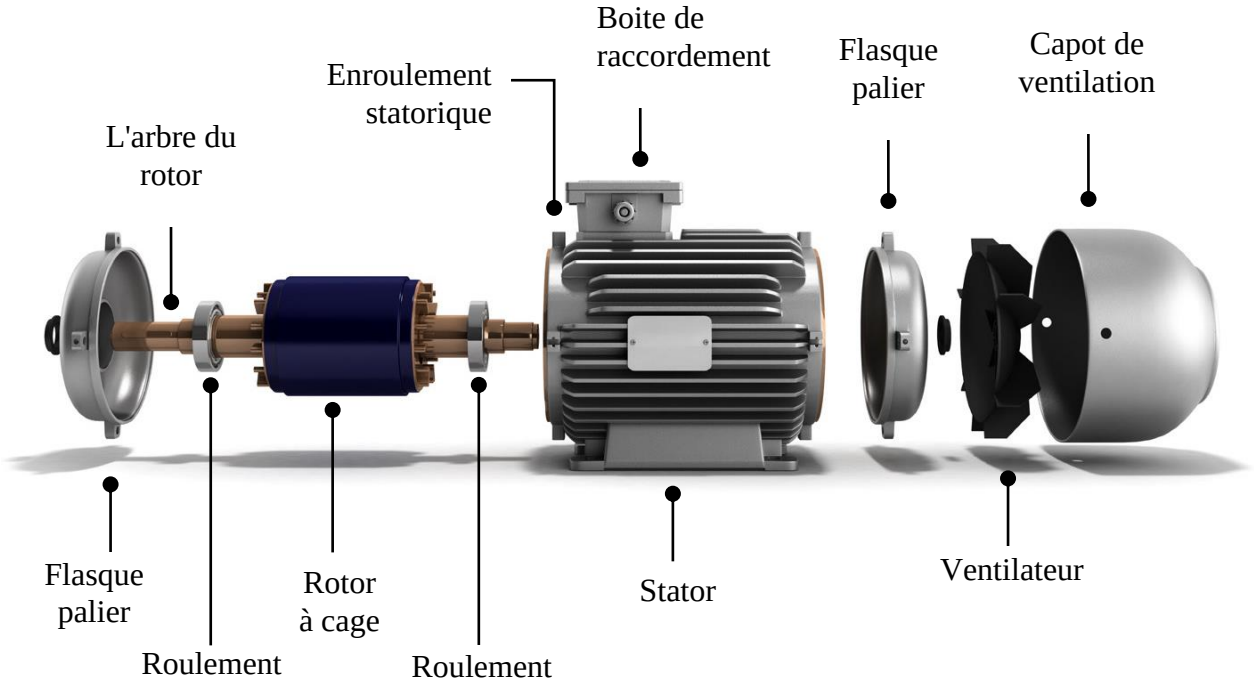


Fig.I.1. Les composants d'un moteur asynchrone [3].

I.3.1. Stator

Est une partie fixe, composé par trois enroulements (bobines) régulièrement reparties et possédant deux pôles'2**p**'. Ils peuvent être couplés en étoile ou en triangle selon la règle suivante :

- Si la tension supportée par chaque enroulement est égale á la tension simple du réseau, le Stator doit être couplé en étoile.

- Si la tension supportée par chaque enroulement est égale á la tension composée du réseau, le stator doit être couplé en triangle.

Les enroulements sont logés dans des encoches d'une armature cylindrique constituée d'un matériau ferromagnétique feuilleté afin de limiter les pertes par courant de Foucault. Le stator est fixé au corps du moteur et se compose d'un empilage de tôles très fines et de trois enroulements. En réseau triphasé, chaque enroulement est bobiné autour d'un noyau statorique et forme un électroaimant (une paire de pôles) lorsqu'il est relié à une phase du réseau. Le moteur asynchrone triphasé alternatif est le seul à fonctionner grâce à l'alternance des phases du réseau électrique.

L'explication physique est la suivante : La circulation d'un courant dans une bobine crée un champ magnétique **H**. Ce champ est dans l'axe de la bobine, sa direction et son intensité sont fonction du courant $\mathbf{I_s}$. Si le courant est alternatif, le champ magnétique varie en sens et en direction à la même fréquence que le courant. Si deux bobines sont placées à proximité l'une de l'autre, le champ magnétique résultant est la somme vectorielle des deux autres.

Dans le cas du moteur triphasé, les trois bobines sont positionnées dans le stator à 120° les unes des autres, ce qui crée trois champs magnétiques. Compte-tenu de la nature du courant sur le réseau triphasé, les trois champs sont déphasés. Ainsi alimenté, le stator génère un champ magnétique, dit champ statorique tournant à une vitesse qui est dite de synchronisme (**Ns**). La fréquence de rotation de ce champ est liée à la fréquence du réseau et au nombre de paires de pôles de l'enroulement. $\mathbf{Ns = 60}\boldsymbol{f}\mathbf{ / p}$ en nombre de tours par minute (**RPM**). [3]

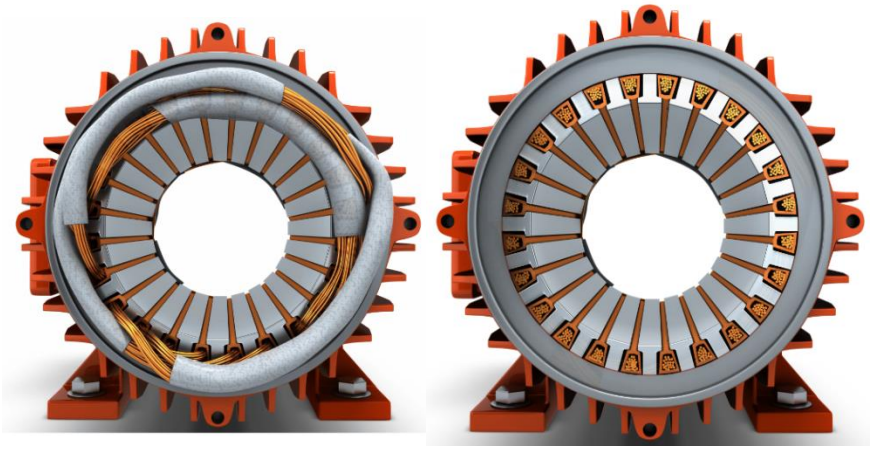


Fig.I.2. Le stator [6].

I.3.2. Rotor

Est un partie en mouvement, et en court-circuit, Il y a deux types : bobine ou à cage d'écureuil. Il est composé d'un empilage de fines tôles métalliques isolées entre elles (afin d'éviter la circulation des courants de Foucault), d'enroulements et de conducteurs qui sont en

court-circuit. Sa particularité est de réagir au champ magnétique généré par le stator, (le champ statorique). Selon la loi de Lenz, le courant induit dans le rotor s'oppose, par son champ magnétique aux effets du champ inducteur. Les variations de flux entre les enroulements statoriques et rotoriques se traduisent par l'apparition d'une force : le couple. Le rotor entre ainsi en rotation à une vitesse nominale (**N**) qui se rapproche de la vitesse de synchronisme (**Ns**) qui est la vitesse maximale de rotation liée à la fréquence de l'alimentation.

La différence de vitesse entre Ns et N est nommée vitesse de glissement, d'où l'emploi de l'appellation **«** moteur asynchrone **»** qui traduit cette différence de vitesse. Le glissement **g** est exprimé en % de la vitesse de synchronisme et se calcule selon la formule suivante :

$$g = \frac{N_s - N}{N_s} \qquad (I.1)$$

Quand le moteur est en phase de démarrage, la vitesse du rotor est nulle et la différence de vitesse de rotation du champ magnétique et celle du rotor est maximale, ce qui génère l'induction de forts courants rotoriques par l'absence de force contre électromotrice (c'est l'origine du fort courant d'appel). Quand le rotor accélère, la différence de vitesse se réduit et les courants rotoriques diminuent. La vitesse du rotor se stabilise à sa vitesse **N**. [3]

I.3.2.1. Rotor bobiné

Il n'est relié à aucune alimentation électrique, il est muni d'un enroulement triphasé, composé des bobines. L'enroulement généralement couplée en étoile et connecté à trois bagues conductrices isolées les unes des autres sur lesquelles frottent des balais en graphite.

L'extrémité libre de chaque enroulement est reliée à une bague tournant avec l'arbre. Ces bagues permettent, par l'intermédiaire de trois balais, d'insérer une résistance extérieure en série avec chacun des trois enroulements lors du démarrage du moteur. En fonctionnement normal, les trois balais sont court-circuités. [7]

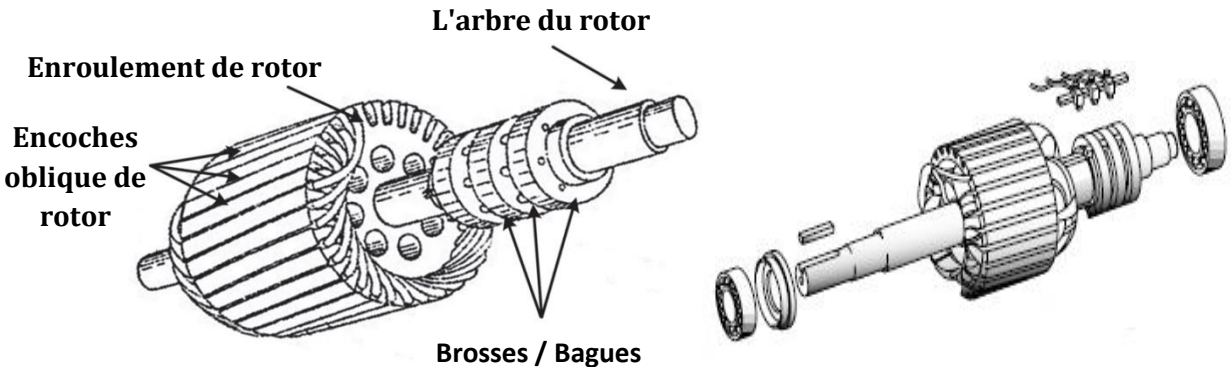


Fig.I.3. Structure d'un rotor bobiné [3] [8].

I.3.2.2. Rotor cage d'écureuil

Dans le type le plus utilisé, connu sous le nom de rotor à cage d'écureuil, des barres de cuivre ou d'aluminium sont placées dans des fentes découpées dans le fer laminé, les extrémités des barres étant soudées ou brasées dans un lourd anneau conducteur (figure I.4). Les conducteurs sont placés dans des fentes du noyau du rotor en fer laminé. Si les fentes sont inclinées, on obtient un meilleur démarrage et un fonctionnement plus silencieux. Ce type de rotor n'a pas de connexion externe, ce qui signifie que les bagues collectrices et les balais ne sont pas nécessaires. Le moteur à cage d'écureuil est bon marché, fiable et efficace.[9]

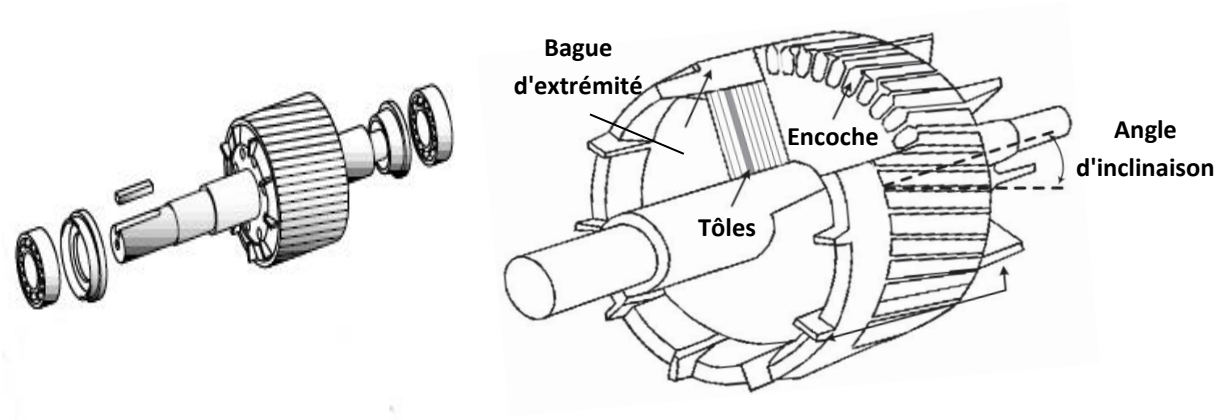


Fig.I.4. Structure d'un rotor à cage d'écureuil [3] [8].

I.3.3. Les organes mécaniques

La carcasse sert de support, elle joue le rôle d'enveloppe et assure la protection contre l'environnement extérieur.

L'arbre est un organe de transmission. Il comprend une partie centrale qui sert de support au corps du rotor et un bout d'arbre sur lequel est fixé un demi-accouplement. Il est généralement constitué en acier moulé ou forgé. Son dimensionnement est fonction des efforts de flexion (force centrifuge qui s'exerce sur lui, attraction magnétique radial, etc.…), des efforts radiaux et tangentiels dus aux forces centrifuges, des efforts de torsion (couple

électromagnétique transmis en régime permanent, transitoire). Il est supporté par un ou plusieurs paliers. Ces paliers soutiennent le rotor et assurent la libre rotation. Le second palier est libre pour assurer les dilatations thermiques de l'arbre. Une isolation électrique de l'un des paliers assure l'élimination des courants dans l'arbre dû aux dissymétries des réluctances du circuit magnétique. Ils sont généralement à roulements pour les machines de petite et moyenne puissance.[10]

I.3.3.1. Les roulements

Éléments roulants ou antifriction Les roulements à éléments roulants sont l'un des types les plus courants utilisés dans les machines. Les roulements sont basés sur un mouvement de roulement, par opposition au mouvement de glissement des paliers lisses. L'utilisation d'éléments roulants entre les surfaces tournantes et stationnaires réduit le frottement à une fraction de celui résultant de l'utilisation de paliers lisses. L'utilisation de roulements est déterminée par de nombreux facteurs, notamment la charge, la vitesse, la sensibilité au désalignement, les limitations d'espace et le désir de positionnement précis de l'arbre. Ils supportent des charges radiales et axiales et sont généralement utilisés dans des applications à vitesse modérée à élever.

Contrairement aux paliers lisses à film fluide, les roulements à éléments roulants ont la capacité supplémentaire de supporter la charge totale de l'ensemble du rotor à n'importe quelle vitesse. Alors que les paliers à film fluide doivent avoir un engrenage tournant pour supporter le poids du rotor à basse vitesse, les roulements à éléments roulants peuvent maintenir l'axe central de l'arbre sur toute la plage de vitesse de la machine.[11]

I.4. Maintenance

Dans le milieu industriel le maintien de la continuité de service nécessite un effort de la part des exploitants de production. Le maillon faible est principalement la machine électrique, car sa panne paralyse immédiatement la production et entraîne une perte financière très importante. Une maintenance dite « prédictive » doit donc être assurée afin de prévenir à temps les défauts susceptibles de se produire dans les moteurs.

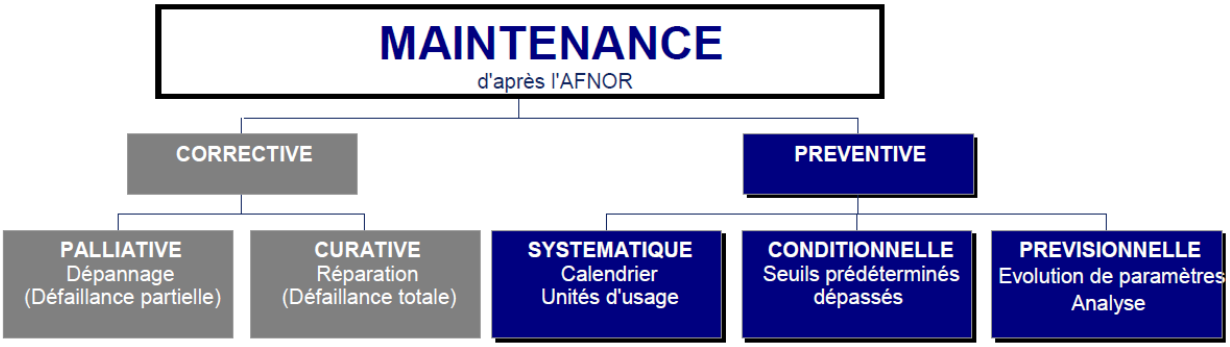


Fig.I.5. Types de maintenance [12]

I.4.1. Maintenance curative

Après un arrêt par défauts ou bien malle fonctionnement :

- Nécessite une équipe d'entretien surdimensionnée

- Ne permet pas de maîtriser la disponibilité des équipements

I.4.2. Maintenance systématique

Selon un échéancier préétabli :

- Engendre le remplacement prématuré de composants

- Ne permet pas de prendre en compte l'évolution réelle de leur état

I.4.3. Maintenance prévisionnelle

Maintenance préventive subordonnée à l'analyse de l'évolution surveillée de paramètres significatifs de la dégradation du bien, permettant de retarder et planifier les interventions.

I.4.4. Maintenance préventive

Maintenance exécutée à intervalles prédétermines ou selon des critères prescrits et destinée à réduire la probabilité de défaillance ou la dégradation du fonctionnement d'un bien.

I.4.5. Maintenance conditionnelle

Maintenance préventive qui comprend une combinaison de surveillance en fonctionnement et/ou d'essais, d'analyse et les actions qui en découlent.

La maintenance conditionnelle est basée sur l'analyse de l'évolution dans le temps de paramètres significatifs.

Note : Les définitions des types de maintenance selon les normes EN NF 13306 , AFNOR X60-010) .

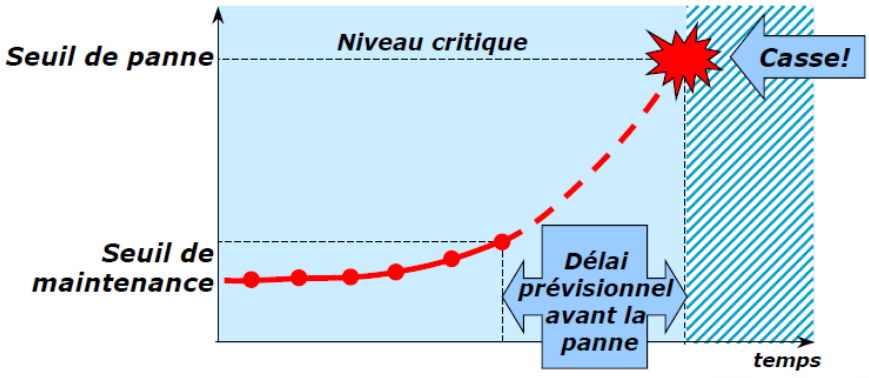


Fig.I.6. Seuil de maintenance [13]

I.4.6. L'importance de la maintenance

Les enjeux économiques liés à la maintenance des systèmes industriels, dont ceux entrainés par des moteurs asynchrones, sont très importants pour les entreprises. Cette remarque est d'autant plus vraie aujourd'hui en raison de l'automatisation, de la complexification et de l'interdépendance des machines et des lignes de production. Cependant, ce poste de dépense a longtemps été considéré comme inéluctable et faisant partie des frais généraux de fonctionnement.

La maintenance industrielle constitue pourtant un gisement de compétitivité élevé pour beaucoup d'entreprises. Les coûts directement ou indirectement associés à la maintenance représentent en effet un pourcentage élevé dans l'analyse du coût du cycle de vie (CCV) des systèmes industriels et peuvent être diminués en optimisant la stratégie de maintenance adoptée. [14]

Les coûts de maintenance, tels qu'ils sont définis par les procédures comptables normales des usines, représentent normalement une part importante des coûts d'exploitation totaux dans la plupart des usines. Aux États-Unis, les coûts d'entretien traditionnels (c'est-à-dire la main-d'œuvre et les matériaux) ont augmenté à un rythme effréné au cours des dix dernières années. En 1981, les usines nationales ont dépensé plus de 600 milliards de dollars pour entretenir leurs systèmes critiques. En 1991, les coûts avaient augmenté à plus de 800 milliards de dollars, et on prévoyait qu'ils atteindraient 1,2 billion de dollars en l'an 2000. Ces évaluations indiquent qu'en moyenne, un tiers, soit 250 milliards de dollars, de tous les dollars consacrés à la maintenance sont gaspillés en raison de méthodes de gestion de la maintenance inefficaces. L'industrie américaine ne peut absorber ce niveau incroyable d'inefficacité et espérer être compétitive sur le marché mondial.

En raison de la nature exorbitante des coûts de maintenance, ils représentent le plus grand potentiel d'amélioration à court terme. Les retards, les rejets de produits, les temps d'arrêt prévus pour la maintenance et les coûts de maintenance traditionnels (tels que la main-d'œuvre, les heures supplémentaires et les pièces de rechange) sont généralement les principaux facteurs contribuant aux coûts de maintenance anormaux dans une usine.

Jusqu'à récemment, les cadres moyens et supérieurs n'ont pas tenu compte de l'impact des opérations de maintenance sur la qualité des produits, les coûts de production et, surtout, les bénéfices nets. L'opinion générale était que "la maintenance est un mal nécessaire" ou que "rien ne peut être fait pour améliorer les coûts de maintenance". Ces affirmations étaient peut-être vraies il y a 10 ou 20 ans. Cependant, le développement de microprocesseurs ou d'instruments informatiques pouvant être utilisés pour surveiller l'état de fonctionnement des équipements, des machines et des systèmes de l'usine a fourni les moyens de gérer les opérations de maintenance. Ils ont permis de réduire ou d'éliminer les réparations inutiles, de prévenir les pannes catastrophiques des machines et de réduire l'impact négatif des opérations de maintenance sur la rentabilité des usines de fabrication et de production.[11]

I.5. Terminologie dédiée au diagnostic

Le tableau ci-dessous défier les étapes de la terminologie dédiée au diagnostic.

Tab.I.1. Terminologie & définitions [15].

Terminologie	Définitions
Défaut	Déviation non permise d'au moins d'une propriété ou d'un paramètre caractéristique du système par rapport aux conditions normales de fonctionnement.
Panne ou défaillance	Interruption permanente de la capacité du système à remplir une fonction requise dans des conditions d'opérations spécifiées.
Dysfonctionnement	Exécution d'une fonction du système au cours de laquelle le service rendu n'est pas délivré ou est délivré de manière incomplète.
Symptôme	Changement d'une quantité observable par rapport à un comportement normal.
Perturbation	Signal d'entrée non contrôlé dont la présence est non souhaitable mais considérée comme normale.
Suivi	Fonction maintenant en permanence un historique des traitements effectués par le système de commande/supervision et une trace des événements que perçoit le système.
Détection de défauts	Détermination de la présence de défauts et de l'instant d'occurrence de ces défauts.
Localisation de défauts	Détermination du type, de la localisation et de la date d'un défaut détecté. Elle consiste à remonter d'un ensemble de symptômes à un

	ensemble de composants défaillants.
Identification de défauts	Détermination de la taille et du comportement temporel d'un défaut. C'est une fonction qui suit la localisation.
Diagnostic	Détermination du type, de la taille, de la localisation et de l'instant d'occurrence d'un défaut. C'est une fonction qui suit la détection et inclut les fonctions de localisation et d'identification.
Surveillance	Ensemble de fonctions s'exécutant en temps réel ayant pour but de reconstituer l'état réel du procédé au sein des modèles utilisés par le système de conduite du procédé. Elle consiste à l'enregistrement de l'information ainsi qu'à la reconnaissance et l'indication des comportements anormaux.
Supervision	Représente la surveillance d'un système physique et la prise de décisions appropriées en vue de maintenir son opération face à des défaillances.

I.6. Généralités sur les défauts des machines électrique

Il existe deux types de défauts principaux : internes et externes. Nous pouvons ainsi remarquer que les défauts internes de la machine sont causés par les constituants de la machine (circuit magnétique rotorique et statorique, bobinage statorique, entrefer mécanique, cage rotorique, …) alors que les défauts externes sont provoqués, soit par les tensions d'alimentation et la charge mécanique, soit par l'environnement de l'utilisation de la machine. [16]

Nous citerons à titre indicatif des origines de type :

- Mécaniques: mauvaise fabrication, vibrations de la machine, force électromagnétiques déséquilibrées, force centrifuge, fluctuations de la charge.
- Electriques: dégradations d'isolement, décharges partielles, étincelles.
- Thermiques: pertes dans le cuivre, manque de refroidissement général ou localisé.
- Environnementales: humidité, température, poussière.

Afin d'orienter notre étude vers la détection d'une ou plusieurs catégories de défaillances, il est nécessaire de connaitre les défauts se produisant le plus régulièrement dans les systèmes d'entrainement asynchrones et également ceux dont les conséquences sont les plus graves. Dans la littérature, plusieurs études ont été menées à grande échelle sur des moteurs asynchrones aux caractéristiques fortement différentes afin de connaitre la répartition des défaillances survenant dans ces systèmes [17], [18], [19] . Les résultats obtenus à l'issue de ces différentes études sont représentés sur la figure I.7 en classant les défauts selon 4 catégories : roulements, stator, rotor et autres.

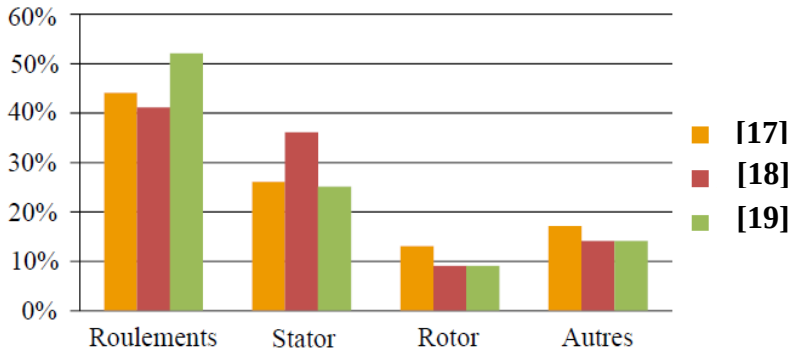


Fig.I.7. Répartition des défauts rencontrés dans les entrainements asynchrones [14] selon les études [17], [18] et [19].

Ces études statistiques nous informent que la majorité des défaillances rencontrées concernent les roulements à billes. Les défaillances au stator (majoritairement liées à l'isolation des bobinages) constituent également un pourcentage important des dégradations observées. Enfin, les défauts au rotor (arbre, accouplement, etc.) semblent se produire moins fréquemment.

Une étude a été menée auprès d'une filiale de service de Leroy Somer spécialisée dans la maintenance des systèmes d'entrainement. Cette étude n'est pas quantitative comme celles présentées dans [17], [18] et [19] mais se base sur l'expérience acquise au cours des phases de maintenance réalisées. Les chiffres fournis par la suite ne sont donc probablement pas strictement fidèles à la réalité mais fournissent une vision globale de la répartition des défaillances observées dans les systèmes entrainés par les moteurs asynchrones ciblés par notre étude. Les résultats obtenus sont illustrés par la figure I.8.

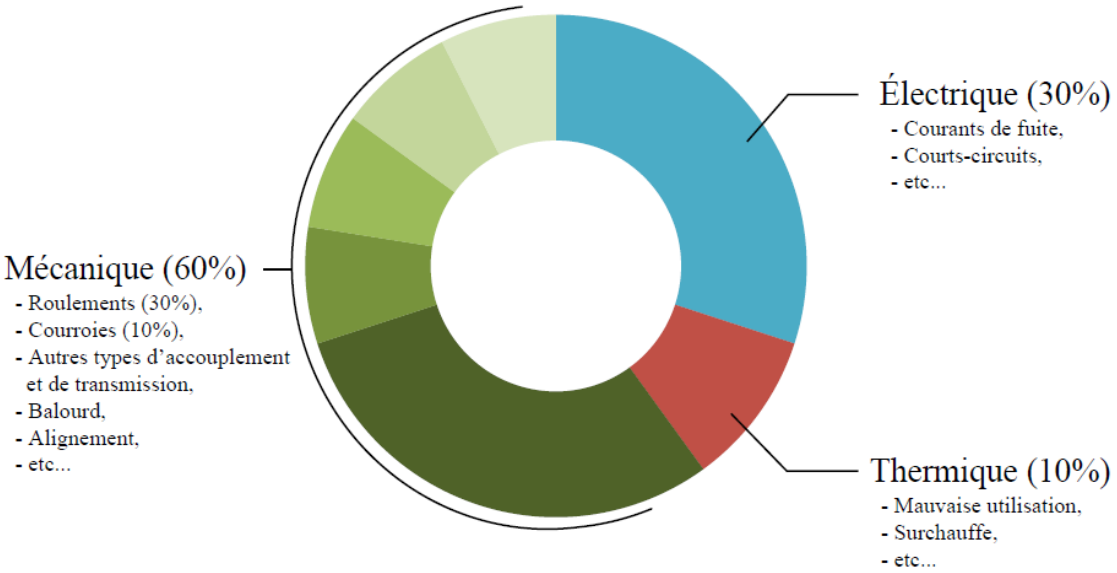


Fig.I.8. Répartition des défauts rencontrés dans les applications entrainées par les moteurs asynchrones de la gamme Leroy Somer selon l'enquête menée auprès d'une filiale de maintenance. [14]

I.6.1. Défaut des roulements

Les roulements sont des composants typiques des moteurs qui sont utilisés pour permettre la rotation de l'arbre. La majorité des pannes de moteur sont dues à un mauvais fonctionnement des roulements. Les roulements sont constitués de billes, d'une cage et de bagues intérieure et extérieure. Plusieurs éléments roulants (billes) sont placés entre ces deux bagues. La cage est utilisée pour maintenir les billes à égale distance les unes des autres. Les contraintes développées dans le moteur provoquent une fatigue des bagues des roulements, qui entraîne des défauts localisés (défauts uniques tels que l'écaillage, les piqûres, les bosses ou les trous) et des défauts répartis (rugosité de surface généralisée) dans les roulements du moteur.

Les défauts localisés sont induits principalement par l'usure opérationnelle (fatigue de contact) des roulements. Si les roulements sont correctement installés, exempts de contamination et bien lubrifiés pendant le fonctionnement, la défaillance des roulements ne se produira qu'après la durée de vie prédéterminée (millions de cycles) des roulements.

Ce type de défaillance commence initialement dans un sous-sol à un niveau microscopique en un seul point, puis, en raison des cycles de contrainte continus, elles peuvent finir par provoquer une rupture du matériau. Ces défauts ponctuels sont caractérisés comme des écaillages ou des piqûres, ou des défauts localisés. La défaillance des roulements peut également se produire en raison de leur température élevée.

La température des roulements ne doit pas augmenter au-delà de certains degrés dans des conditions nominales.

Degrés spécifiques dans les conditions nominales. Par exemple, dans les industries pétrolières et chimiques, la norme IEEE 841 spécifie que l'augmentation de la température des roulements, sous une charge nominale, ne doit pas dépasser 45°. L'augmentation de la température du bobinage, une mauvaise lubrification, la répartition de la température dans le moteur et la vitesse de fonctionnement du moteur sont les principaux facteurs d'augmentation de la température des roulements.[20]

Par conséquent, les mesures de la température des roulements peuvent fournir des données utiles pour estimer l'état de santé des roulements ainsi que celui du moteur.

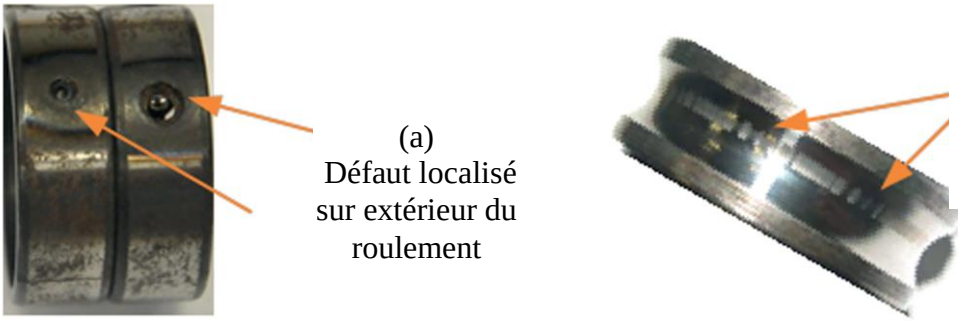


Fig.I.9. Exemple de roulement. (a) Défauts localisés. (b) Défauts distribués. [20]

I.6.1.1. Fréquences caractéristiques des défauts du roulement

Nous pouvons distinguer quatre types de défauts de roulement, en fonction de leur localisation :

- Défaut de bague externe,
- Défaut de bague interne,
- Défaut de billes,
- Défaut de cage.

Chaque type de défaut cité ci-dessus est caractérisé par une fréquence fondamentale calculée à partir des dimensions du roulement et de la fréquence de rotation de l'arbre (f_r). Les expressions de ces fréquences pour les défauts de bague externe, de bague interne, de billes et de cage sont données respectivement, où D_b et D_c sont les diamètres d'une bille et de la cage, β est l'angle de contact de la bille avec les bagues et N_b est le nombre de billes.[21]

✓ Défaut de bague externe

$$f_{ba.ex} = \frac{N_b}{2} f_r (1 - \frac{D_b}{D_c} \cos\beta) \qquad (I.2)$$

✓ Défaut de bague interne

$$f_{ba.in} = \frac{N_b}{2} f_r (1 + \frac{D_b}{D_c} \cos\beta) \qquad (I.3)$$

✓ Défaut de billes

$$f_{bi} = \frac{N_b}{2D_b} f_r (1 - \frac{D_b^2}{D_c^2} \cos^2\beta) \qquad (I.4)$$

✓ Défaut de cage

$$f_{ca} = \frac{1}{2} f_r (1 - \frac{D_b}{D_c} \cos\beta) \qquad (I.5)$$

I.6.2. Défauts au stator

Les défauts qui sont les plus récurrents, localisés au niveau du stator, peuvent être définis comme suit : défaut d'isolant, court-circuit entre spires, court-circuit entre phases, court-

circuit entre phase et bâti, déséquilibre d'alimentation, défaut de circuit magnétique. Ces défauts sont habituellement liés à une dégradation de l'isolement.

Le court-circuit entre spires de la même phase est l'un des défauts les plus fréquents, qui peut être modélisé par une résistance connectant deux points de la bobine, sa valeur dépend de la gravité du défaut. La figure I.10 montre le bobinage du stator de la machine avec défaut entre spires. Le défaut est survenu sur l'enroulement de la phase a_s avec une résistance de défaut r_f. Lorsque le défaut évolue vers un court-circuit franc, la résistance diminue vers zéro. A un stade avancé, un défaut de court-circuit entre spires peut s'aggraver et évoluer vers un court-circuit phase-phase ou phase-terre. L'augmentation de la température engendrée entraîne par la suite la destruction progressive des isolants et par effet cumulatif, la destruction complète de la machine. En général, un défaut de court-circuit engendre des vibrations et des oscillations de couple synonymes de présence de nouvelles composantes dans le couple électromagnétique. En effet, la résistance de court-circuit forme un nouveau bobinage qui induit un champ magnétique additionnel dans la machine.[22]

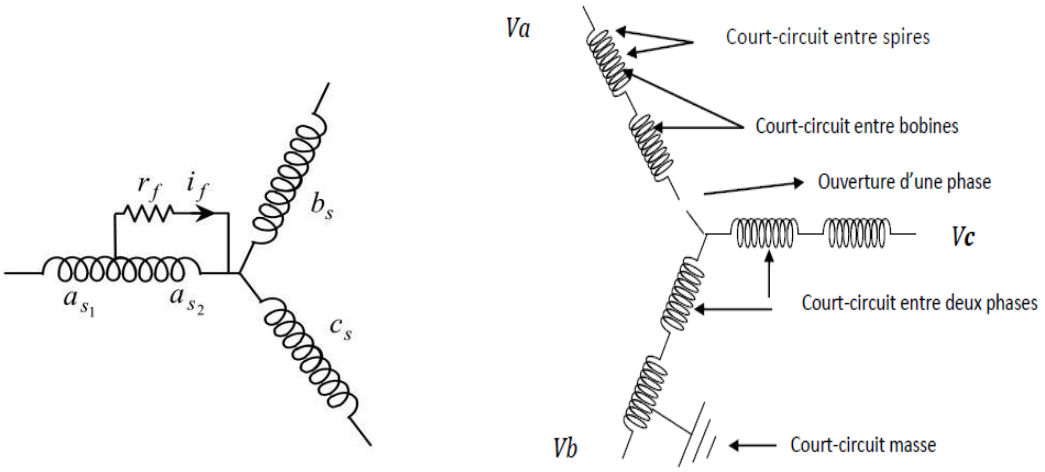


Fig.I.10. Différents types de défauts statorique [22] [23]

I.6.3. Défauts au rotor

Dans une machine asynchrone avec un rotor à cage d'écureuil, les défauts se résument à la rupture de barres ou à la rupture d'anneaux de court-circuit. Ils sont souvent causés par les mauvaises conditions d'opérations essentiellement par des hautes températures ou les fortes charges surtout aux démarrages. En effet, une rupture partielle ou totale d'une de ces composantes peut être considérée comme un défaut. En conséquence, l'évolution du défaut réduit la valeur moyenne du couple électromagnétique, provoque des oscillations de la vitesse de rotation et engendre des vibrations mécaniques. L'augmentation de ces phénomènes accélère la dégradation de la cage rotorique. Les barres cassées peuvent alors s'ouvrir à l'extérieur en raison des forces centrifuges et endommager de façon catastrophique les enroulements statoriques.[22]

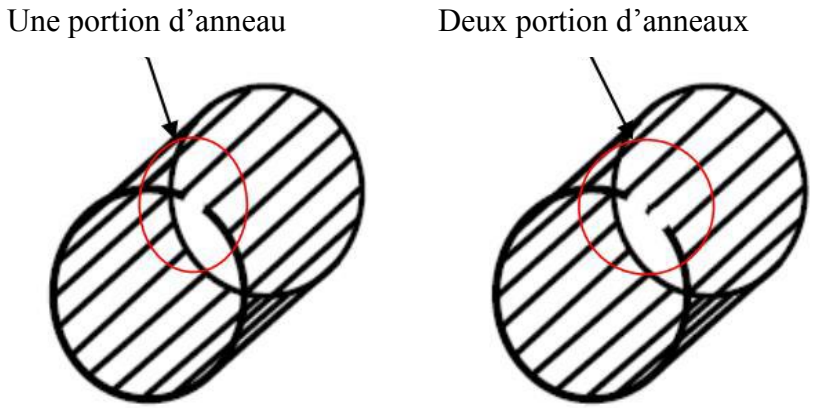


Fig.I.11. Rupture d'un anneau. [24]

I.6.4. Défaut d'excentricité

Dans une machine idéale, le centre du rotor est aligné sur celui du stator et l'axe de rotation du rotor est le même que l'axe du stator, comme illustré dans la figure I.12. Toutefois, les conséquences des défauts mécaniques peuvent se manifester au niveau de l'entrefer par un décentrement du rotor, se traduisant par des oscillations de couple . Ce phénomène est appelé excentricité défini comme une asymétrie dans l'entrefer entre le stator et le rotor. Ce défaut existe en général dans la machine, mais avec un faible niveau, dès sa fabrication et évolue avec le temps. Certains utilisateurs et fabricants spécifient un niveau d'excentricité maximal admissible de 5% alors que d'autres permettent un niveau maximal de 10% de la largeur de l'entrefer .Tout niveau d'excentricité supérieur à 60% nécessite une intervention immédiate afin d'éviter un frottement entre le rotor et le stator [21], ce qui peut mener à une panne très grave de la machine.

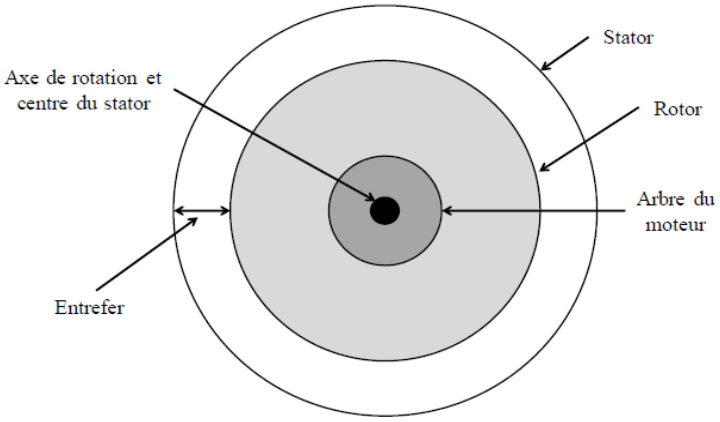


Fig.I.12. Positions du rotor et du stator dans une machine parfaite. [21]

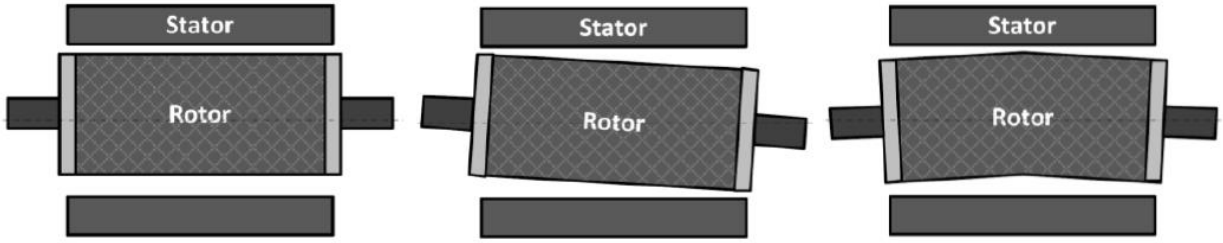
Trois catégories d'excentricité peuvent être identifiées dans la littérature et sont illustrées dans la figure I.13 :

- Excentricité statique (figure I.13 (a)) : le rotor est déplacé du centre de l'alésage du stator mais il tourne toujours autour de son axe. Elle est due généralement soit à une imperfection de

l'alésage du stator, soit à un mauvais positionnement du rotor ou du stator à l'étape de mise en service.

- Excentricité dynamique (figure I.13 (b)) : le rotor est positionné au centre de l'alésage du stator mais il ne tourne plus autour de son axe. Ce type peut être provoqué par divers facteurs tels que l'usure des roulements, les résonnances mécaniques à la vitesse critique et le désalignement.

- Excentricité mixte (figure II.13 (c)) : la combinaison des deux cas cités précédemment.



(a) (b) (c)

Fig.I.13. Types d'excentricités statiques (a), dynamique (b) et mixte (c) [21]

I.6.5. Alignement d'arbres

L'alignement des arbres est le positionnement correct des axes des arbres des composants d'entraînement et des composants entraînés (c'est-à-dire les pompes, les boîtes de vitesses, etc.) qui constituent la chaîne cinématique de la machine. L'alignement est réalisé soit en calant, soit en déplaçant un composant de la machine, soit les deux. Son objectif est d'obtenir un axe de rotation commun à l'équilibre de fonctionnement pour deux arbres couplés ou un train d'arbres couplés. [11]

I.6.5.1. Alignement parfait

Deux arbres parfaitement alignés sont colinéaires et fonctionnent comme un arbre solide lorsqu'ils sont couplés. Cette condition est illustrée à la figure I.14 Cependant, il est extrêmement rare que deux arbres soient parfaitement alignés sans qu'une procédure d'alignement ne soit effectuée sur eux. En outre, l'état de l'alignement doit être contrôlé régulièrement pour maintenir la condition d'alignement parfait.

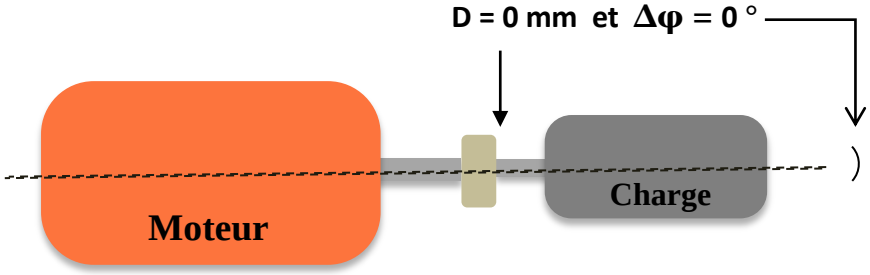


Fig.I.14. Alignement parfait. [S. Kouidri et K. Ghris]

I.6.5.2. Désalignement angulaire ou frontal (le délignage ou défaut de lignage)

Une bonne connaissance de l'alignement angulaire, également appelé désalignement frontal, est nécessaire pour comprendre les conditions d'alignement et effectuer les tâches associées à l'alignement des machines et des trains, telles que le dessin des graphiques d'alignement, le calcul des corrections de pied, la spécification de la croissance thermique, l'obtention des spécifications cibles et la détermination de l'alignement des arbres d'espacement. Le désalignement angulaire fait référence à la condition dans laquelle les arbres ne sont pas parallèles mais se trouvent dans le même plan sans décalage. Ce cas est illustré à la figure I.15 Notez qu'en cas de désalignement angulaire, il est possible que les arbres correspondants soient dans le même plan à l'intersection de la face de l'accouplement mais qu'ils aient une relation angulaire telle qu'ils ne sont pas colinéaires.[11]

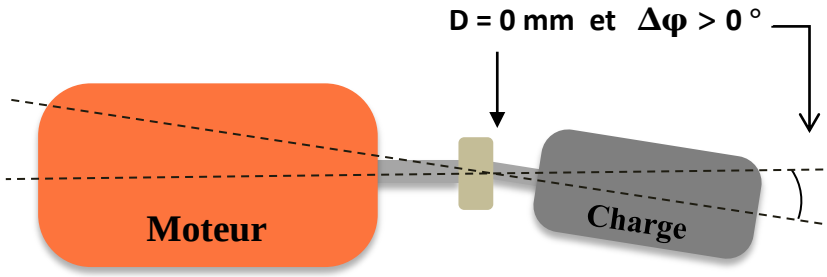


Fig.I.15. Désalignement angulaire (pas de décalage) [S. Kouidri et K. Ghris]

I.6.5.3. Désalignement décalé ou parallèle

Le désalignement décalé, également appelé désalignement parallèle, fait référence à la distance entre deux axes d'arbres et se mesure généralement en millièmes de pouce. Le décalage peut être présent dans le plan vertical ou horizontal. La figure I.16 illustre le décalage, montrant deux arbres appariés qui sont parallèles l'un à l'autre mais non colinéaires. Théoriquement, le décalage est mesuré au niveau de l'axe de l'accouplement.

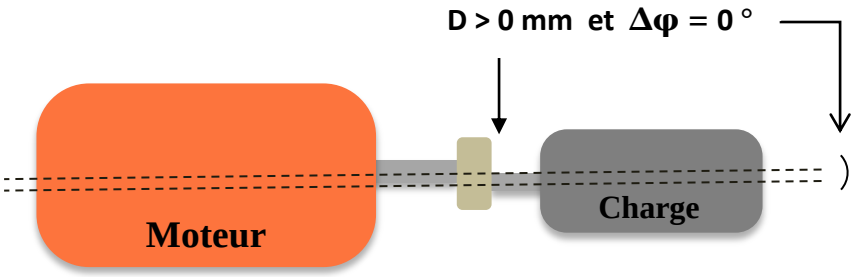


Fig.I.16. Désalignement parallèle. [S. Kouidri et K. Ghris]

I.6.5.4. Désalignement combiné ou oblique

Un désalignement combiné ou oblique se produit lorsque les arbres ne sont pas parallèles (c'est-à-dire angulaires) et ne se croisent pas au niveau de l'accouplement (c'est-à-dire

décalés). La figure I.17 montre deux arbres obliques, ce qui est le type de problème de désalignement le plus courant. Ce type de désalignement peut se produire dans le plan horizontal ou vertical, ou dans les deux plans (horizontal et vertical).

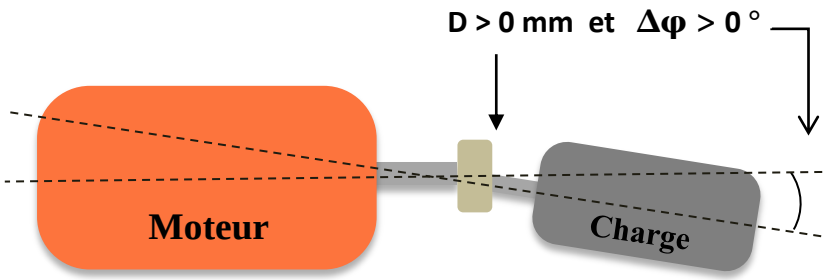


Fig.I.17. Désalignement combiné. [S. Kouidri et K. Ghris]

I.6.6. Flexion du rotor

Deux paliers du même arbre d'une machine : les axes des deux paliers d'un même corps de machine ne sont pas concentriques. Cette anomalie peut être la conséquence d'un défaut de montage d'un palier, mais également d'un mauvais calage des pattes de fixation ou d'une déformation de chassis (par exemple, sous l'effet de contraintes thermiques), qui se traduit par une flexion de l'arbre du rotor.

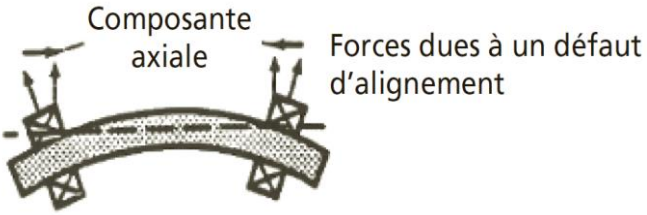


Fig.I.18. Flexion d'arbre due à un défaut d'alignement ou de concentricité des paliers. [29]

Ill y a 3 modes élastiques d'un rotor flexible :

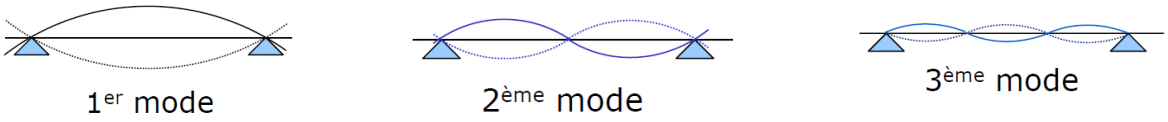


Fig.I.19. Modes élastiques d'un rotor flexible. [25]

I.6.7. Défaut de déséquilibre (balourd)

Le balourd est le résultat d'un ensemble de forces engendrées par les écarts existant entre les centres de gravité des différents éléments constituant le rotor et son axe de rotation. Cette force centrifuge, issue de ces défauts de « non-concentricité » ou d'ajustage, est proportionnelle à la masse de matière qui crée ce déséquilibre et au carré de la vitesse. Elle génère des efforts tournants qui vont agir sur les différents éléments constitutifs du rotor, les ancrages de la machine et les paliers jusqu'à entraîner leur dégradation. Le défaut de balourd

est l'une des principales causes de réduction de la durée de vie des équipements et il constitue l'un des principaux risques pour la sécurité. C'est pour cette raison sans doute qu'il fait l'objet de normes importantes, tant pour son évaluation que pour sa correction. Ainsi, pour une classe d'équilibrage donnée, comparer l'amplitude de la vibration induite à des seuils fixes dans des normes ou à des spécifications de constructeurs, permettra de statuer sur le caractère acceptable ou non du déséquilibre et sur la nécessité de procéder ou non à un équilibrage suivant une procédure bien définie.

Le balourd, déséquilibre massique, peut provenir de défauts d'usinage, d'assemblage et de montage, mais aussi :

- D'une altération mécanique (perte d'ailette, érosion ou encrassement…),
- D'une altération thermique ou d'une déformation suite à des dilatations différentes des matériaux constituant le rotor ou encore à des différences de température localisées (balourd thermique).[29]

I.6.7.1. Les paramètres de déséquilibre

Les paramètres ci-dessous est paramètres de déséquilibrage :

"M" - Masse du rotor

"m" - Masse du balourd

"C" - Centre de masse

"e" - Déplacement du centre de la masse

"r" - Distance entre le centre du rotor et C.G du la masse "m" de balourd

"F" - Force due au déséquilibre

"U" - Déséquilibre du rotor

"N" - Vitesse du rotor (RPM)

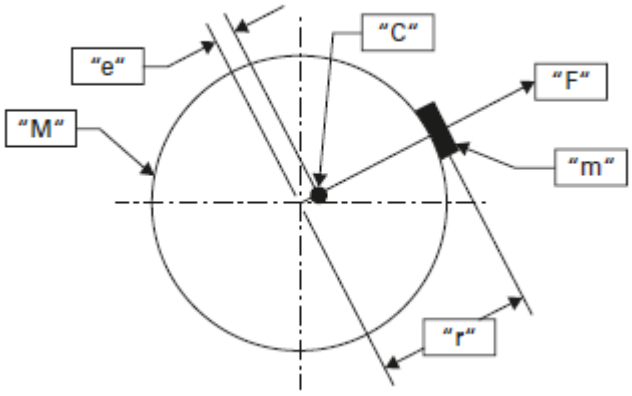


Fig.I.20. Déséquilibre du rotor. [26]

Et nous avons :

$$\boldsymbol{U} = \boldsymbol{m}.\boldsymbol{r} = \boldsymbol{M}.\boldsymbol{e} \qquad (I.7)$$

I.6.7.2. Déséquilibre et vitesse

De nombreuses personnes pensent que le déséquilibre s'aggrave avec l'augmentation de la vitesse. Nous savons que ce n'est pas le cas. Ce graphique montre que le balourd est une constante - c'est une propriété de masse du rotor.

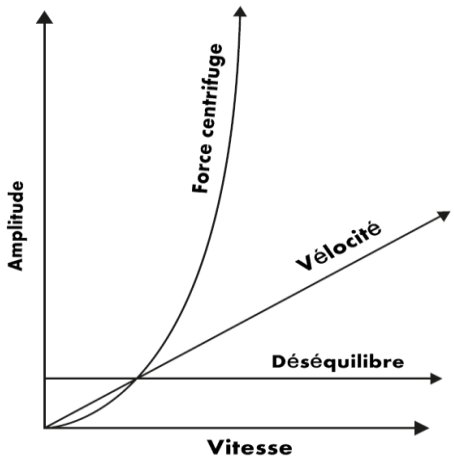


Fig.I.21. Le déséquilibre, la vélocité de vibration et la force centrifuge en fonction de la vitesse de rotation [26]

Le déséquilibre est une propriété du rotor et ne change pas avec la vitesse de rotation.

La vélocité de vibration change en rapport direct avec la vitesse de rotation.

La force centrifuge change en fonction de $(RPM)^2$.

Si un rotor avec un balourd "nul" est utilisé à n'importe quelle vitesse, il n'y aura pas de vibrations ni de forces sur les paliers. Il ne s'agit bien sûr que d'une situation théorique. Si un poids d'une masse de 1 gramme est ajouté au rotor à un rayon de 100 mm, lorsqu'il tourne, il y aura des vibrations et des forces d'appui qui changeront avec la vitesse, mais le déséquilibre est fixé à 100 g.mm - à moins que nous tournions assez vite pour que le poids s'approche de la vitesse de la lumière, auquel cas il deviendrait plus court et plus massif - mais c'est un autre problème.

I.6.7.3. Sources du déséquilibre

La plupart des fabricants de moteurs électriques standardisent l'équilibrage de leurs éléments rotatifs avec la totalité de la rainure de clavette remplie d'une demi-clavette. C'est-à-

dire que l'arbre est totalement rempli. Les fabricants d'accouplements pratiquent les mêmes procédures lorsqu'ils équilibrent leurs accouplements. Lors de l'assemblage de ces deux éléments, une clavette en L ou en T doit être utilisée pour maintenir l'équilibre d'origine. La figure I.22 montre certaine des sources les plus courantes de déséquilibre associées à l'installation d'un accouplement. Chacune de ces conditions peut entraîner une défaillance prématurée dans **les roulements**, des accouplements ou des joints.[27]

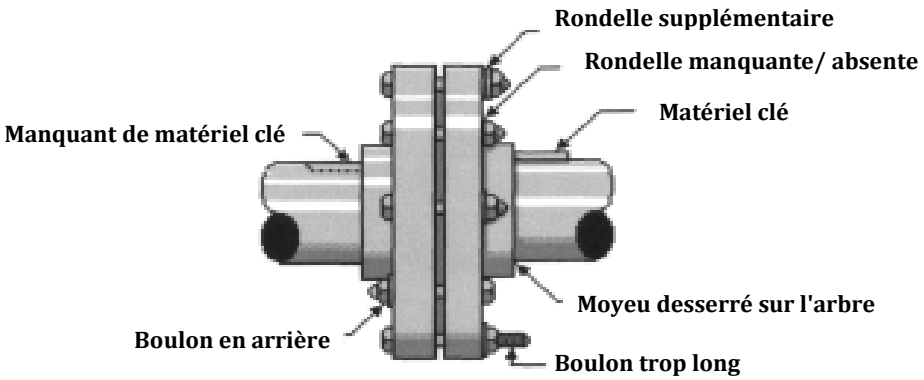


Fig.I.22. Sources de déséquilibre [27]

I.6.7.4. Déséquilibrage statique

Imaginons un rotor parfaitement en équilibre. Ajoutons en un endroit de ce rotor une masse **M**. Le rotor présentera un déséquilibre. Même à l'arrêt, le rotor reviendra à une position d'équilibre. Il s'agit d'un déséquilibrage statique. Dès que le rotor sera en rotation, la masse **M** exercera une force radiale proportionnelle à la vitesse de rotation selon la relation

$$F = M.r.\omega^2 \qquad (I.8)$$

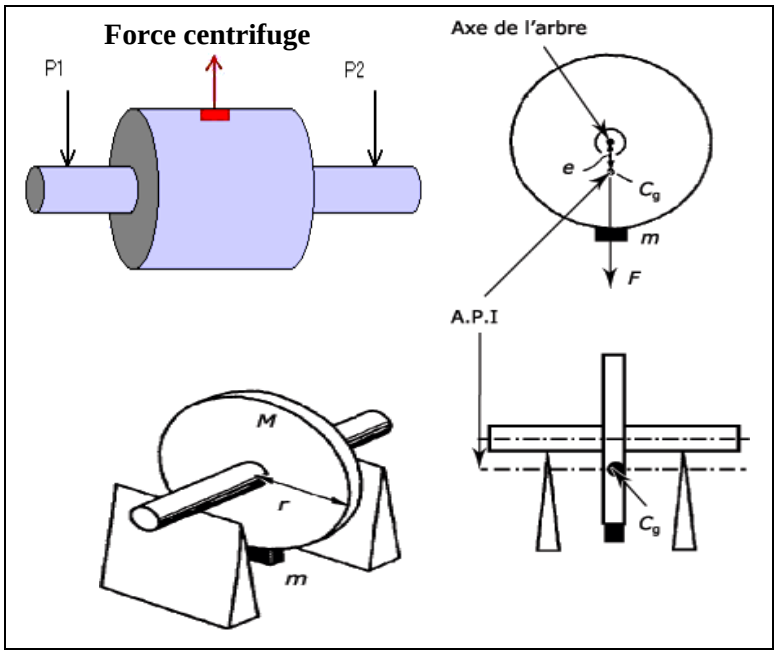


Fig.I.23. Déséquilibrage statique. [31] [28]

On mesure l'amplitude de l'accélération du signal vibratoire au point **P1** et **P2**. Au point P1, l'amplitude vibratoire sera maximale lorsque la masse sera en haut du rotor. Elle sera minimale lorsqu'elle sera en bas du rotor, et ainsi de suite, à chaque tour du rotor. Il se passe la même chose au point P2. On voit que les efforts exercés sont en phase**.** Le signal vibratoire a donc une période de 1 tour. Pour trouver la fréquence de ce signal, il faut répondre à la question suivante :

Combien de fois ce signal sera-t-il au maximum en 1 seconde ?

Si on tourne à 1500 tours / minute, le signal sera à son maximum 1500 fois par minute. La fréquence du signal sera :

$$f = \frac{N}{60} = \frac{1500}{60} = 25\ tr/s = 25Hz \qquad (I.9)$$

I.6.7.5. Déséquilibre de couple

Reprenons l'exemple précédent en remplaçant la masse M par 2 masses identiques mais décalées de 180° et placées à chaque extrémité du rotor. L'analyse temporelle des amplitudes du signal vibratoire montre que les signaux en P1 et P2 sont déphasés**,** En effet, les deux paliers supportant le rotor vont subir des efforts centrifuges de façon alternée. Le déphasage est en théorie de 180°.

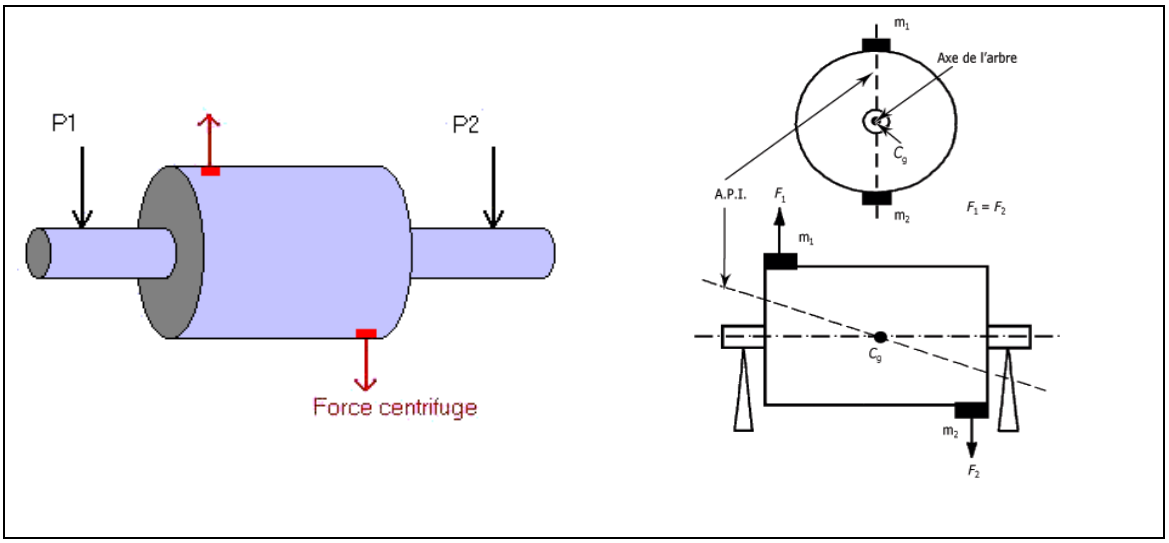


Fig.I.24. Déséquilibre de couple [31] [28]

La différence entre l'équilibre statique et l'équilibre de couple est illustrée à la figure I.25. On peut voir que lorsque le rotor est immobile, les masses d'extrémité s'équilibrent mutuellement. Cependant, lorsqu'il tourne, un fort déséquilibre se produit.

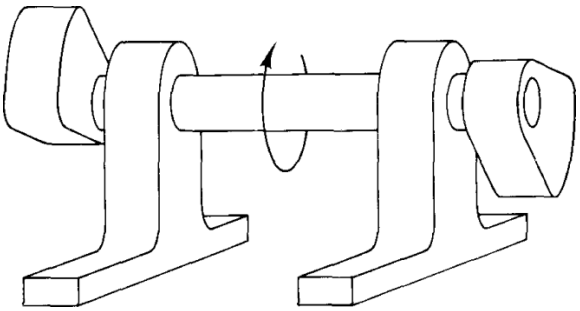


Fig.I.25. Équilibre statique, déséquilibre du couple [28]

I.6.7.6. Déséquilibre dynamique

Il est la combinaison d'un déséquilibre statique et d'un déséquilibre de couple et constitue le type de déséquilibre le plus courant dans les rotors. Pour corriger le déséquilibre dynamique, il est nécessaire d'effectuer des mesures de vibrations pendant que la machine est en marche et d'ajouter des masses d'équilibrage dans deux plans.

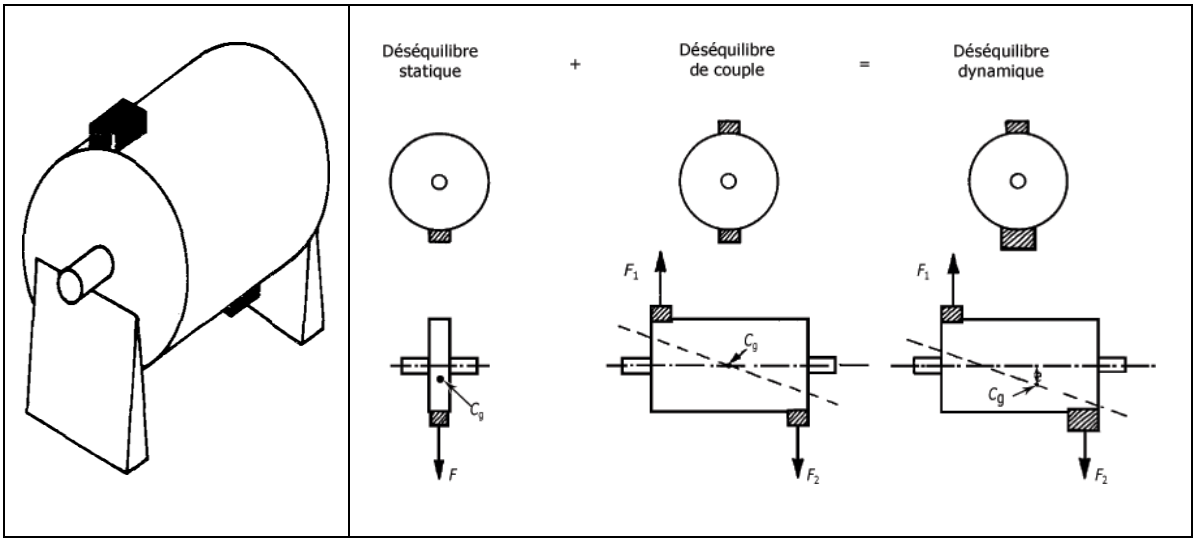


Fig.I.26. Déséquilibre dynamique [28]

I.7. Conclusion

Dans ce premier chapitre nous avons vu quelques généralités sur les machines asynchrones qui sont largement utilisées dans le domaine industriel en raison de leur fiabilité, leur robustesse, le peu de maintenance qu'elles nécessitent et leur prix. Mais "Rien n'est parfait" comme le dit le psychologue australien Hugh Mackay, pour cela nous avons présenté les principaux défauts qui se produisent dans les machines asynchrones qu'ils soient internes ou externes, ces défauts ont une cause directe ou indirecte de vibrations.

Pour résoudre ces problèmes, il faut réduire les vibrations, dans le Chapitre suivant nous allons discuter l'analyse vibratoire des machines électriques.

CHAPITRE II

l'Analyse Vibratoire, Captures et Identification des Défauts

II.1. Introduction

Dans ce chapitre nous aborderons à l'analyse vibratoire des machines électriques pour éliminer les causes de vibrations ou bien de développer la robustesse de ces machines. D'autre part, il est bien connu que la correcte maintenance réside dans un bon diagnostic, donc nous allons discuter les différents capteurs de vibrations qui nous aider d'obtenu bien estimation l'état de la machine et découvre l'étendue des dommages au moteur.

II.2. Analyse vibratoire

l'Analyse vibratoire était la boule de cristal de la maintenance dans laquelle un « initié » pourrait identifier tous les futurs dysfonctionnements d'une machine, cela se saurait et les unités de production se disputeraient à prix d'or les faveurs des meilleurs « médiums ». Néanmoins, cette technique, extrêmement puissante lorsqu'elle est utilisée avec des moyens appropriés à chaque problème, en fonction de sa complexité et de son enjeu économique, est un outil devenu aujourd'hui indispensable à tout service Maintenance pour assurer la surveillance efficace de machines dont les pannes ou les marches en dégradé présentent un risque majeur pour la sécurité du personnel, la production ou la qualité du produit fini.[29]

Une machine se compose d'un ensemble de mécanismes et d'organes combinés destinés à transformer une énergie ou à transmettre un mouvement. Ces mécanismes, mobiles entre eux, ne peuvent fonctionner sans jeux, contraintes, efforts dynamiques et chocs dont les effets se manifestent principalement sous forme de vibrations et de bruits. Tout changement dans l'importance de ces jeux, de ces contraintes, efforts ou chocs, se traduit immanquablement par une modification de l'intensité ou des fréquences de ces vibrations. Or, cette modification de comportement vibratoire constitue souvent la première manifestation physique d'une anomalie affectant la machine, cause potentielle à terme de dégradations, voire de pannes.

Cette particularité fait de l'analyse des vibrations un outil d'investigation indispensable à l'assise d'une maintenance moderne. Cet outil occupe une place privilégiée parmi les techniques de surveillance. Il permet, par la génération d'alarmes plus ou moins précoces, de signaler la présence d'un dysfonctionnement, de dépister l'apparition d'une dégradation et d'en suivre la progression, d'éviter une casse ou une dérive de la qualité du produit fabriqué, tout en permettant une action corrective programmée à bon escient au regard des impératifs de production.

La surveillance vibratoire des machines tournantes a sans doute toujours existé avec des moyens empiriques tels le toucher de la main ou l'utilisation de la pièce de monnaie dont l'équilibre sur la tranche garantissait le bon fonctionnement de la machine ou encore avec des

moyens un peu plus techniques tels le vibromètre à lamelles qui permettaient, dans les cas simples, d'identifier la fréquence de la vibration d'amplitude prépondérante.

Aujourd'hui, la nécessité de communiquer, non plus avec des impressions ou des sensations subjectives, mais avec des données objectives, reproductibles et fiables, a rendu indispensable de quantifier globalement les vibrations d'une machine par une mesure d'amplitude. Le besoin est ensuite rapidement apparu de fixer des seuils à ces valeurs et de connaître les amplitudes et les fréquences des composantes prépondérantes. Enfin, la possibilité de relier les fréquences de chaque composante vibratoire aux différentes forces dynamiques engendrées par le fonctionnement normal ou anormal de la machine et d'en interpréter les évolutions est devenue une réalité avec l'intégration à faible coût, dans les appareils de mesures de vibrations, de convertisseurs analogiques numériques et de coprocesseurs dédiés aux calculs de transformées de Fourier. [29]

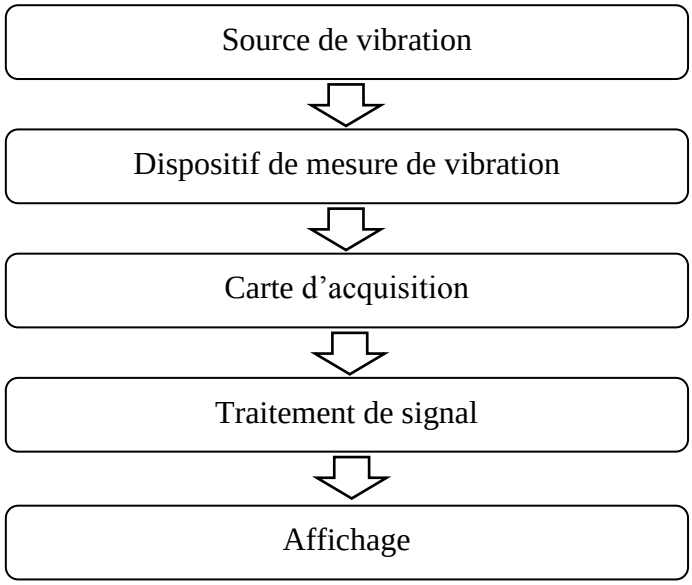


Fig.II.1. Composants de l'architecture de système de détection de défaut. [30]

II.2.1. Définition d'une vibration (selon la norme NFE 90-001)

Une vibration est une variation avec le temps d'une grandeur caractéristique du mouvement ou de la position d'un système mécanique lorsque la grandeur est alternativement plus grande et plus petite qu'une certaine valeur moyenne ou de référence.

Les phénomènes vibratoires sont des phénomènes périodiques ou apériodiques plus ou moins complexes.

II.2.2. Vibration Caractéristiques

Une vibration se caractérise principalement par sa fréquence, son amplitude et sa phase.

a) **Amplitude :** Aide à détecter la sévérité du problème ou du défaut.

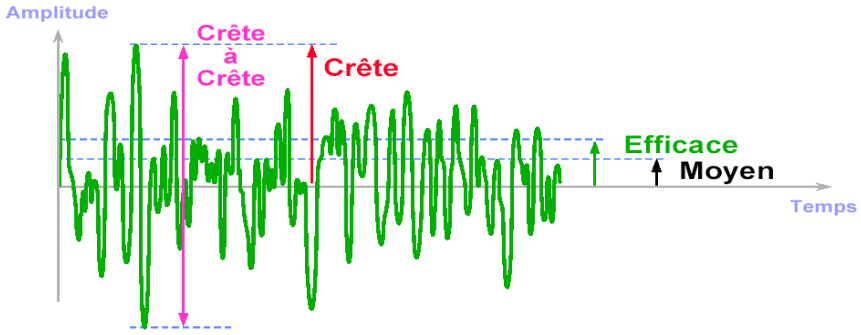
b) **Fréquence :** Aide à indiquer la cause du défaut.

c) **Phase :** Aide à déterminer la cause du défaut.

On appelle amplitude d'une onde vibratoire la valeur de ses écarts par rapport au point d'équilibre. On peut définir :

- **L'amplitude maximale par rapport au point d'équilibre** appelée également amplitude crête (**Ac**).
- **L'amplitude double**, aussi appelée amplitude crête à crête (**Acc**) ou « peak to peak » en anglais.
- **L'amplitude efficace** (**Aeff**), aussi appelée **RMS** (Root Mean Square en anglais).

L'amplitude des vibrations peut être mesurée en termes de déplacement, de vitesse et d'accélération. Le déplacement est mesuré de crête à crête et généralement en mils ou microns. La vitesse peut être mesurée en crête ou en valeur efficace et généralement en pouces (inch)/seconde ou en mm/seconde. L'accélération est exprimée en crête et généralement mesurée en g. La phase indique comment une machine se déplace par rapport à une référence de sa partie. La relation entre le mouvement d'une partie d'une machine et une référence - par exemple la position des deux extrémités de l'arbre lorsqu'il tourne.[31]



$$\text{Efficace} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T x^2(t)dt} \qquad \text{Moyen} = \frac{1}{T}\int_0^T |x(t)|dt \qquad \text{Facteur Crête} : \frac{\text{Crête}}{\text{RMS}}$$

Fig.II.2. Caractéristiques d'un signal vibratoire. [31]

1 Hz = 1 cycle par seconde, Exemple pour un moteur tournant à 1500 tr/mn, la fréquence de rotation est égale à 1500/60=25 Hz

$$1H = \frac{1\ CPM}{60} = \frac{1\ RPM}{60} = \frac{1\ tr/min}{60} \qquad (II.1)$$

Sur les machines tournantes industrielles, on utilise souvent le tour par minute pour exprimer une vitesse de rotation, parfois noté **CPM** (cycle par minute) ou **RPM** (rotation par minute).

II.2.3. Intérêt du mesurage des vibrations

Le but est évidemment de préserver et prolonger la durée de vie des machines stratégiques.

Pratiquement ces dernières peuvent être affectées par les facteurs suivants :

- Les machines elles-mêmes ne sont pas parfaites :

- Finition insuffisante,

- Jeux de fonctionnement trop importants,

- Mauvais équilibrages qui provoquent des balourds.

- Un mauvais montage :

- Mauvais alignements fréquents,

- Des serrages mal faits, des boulons déforment les pièces,

- Les fondations ne sont pas suffisamment résistantes.

- En marche :

- Les variations de température provoquent des dilatations,

- Les charges conduisent à des torsions, des flexions,

- L'usure accroît les jeux.

II.2.4. Techniques de mesurage

Trois paramètres (reliés entre eux) sont caractéristiques des vibrations :

II.2.4.1. Le déplacement

Le Déplacement quantifie l'amplitude maximale du signal vibratoire. Historiquement, c'est la grandeur qui fut utilisée en premier car cette mesure était la seule possible avec les moyens de l'époque. Le Déplacement est inversement proportionnel au carré de la fréquence : Plus la

fréquence augmente, plus le Déplacement diminue : Son utilisation est réservée aux très basses fréquences : F ≤ 100 Hz

Un signal vibratoire sinusoïdal généré par un balourd simple s'exprimera par la relation :

$$d(t) = D.sin\,(2.F.t + \varphi) \qquad (II.2)$$

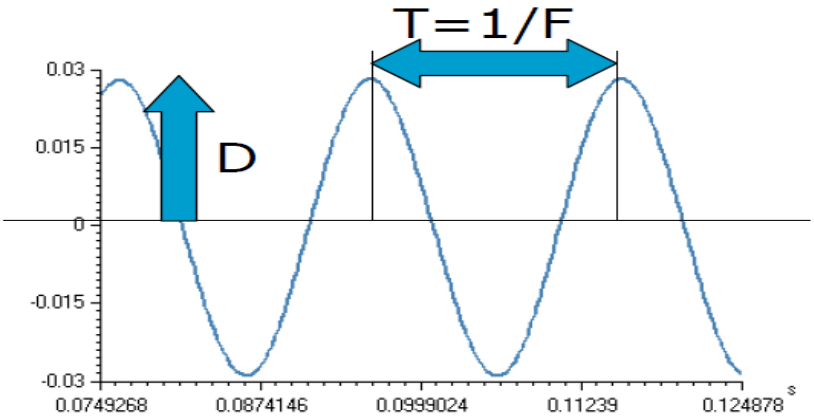


Fig.II.3. Signal sinusoïdal de déplacement [32]

L'unité utilisée pour la mesure des déplacements est le micron (µm).

II.2.4.2. La vitesse

La Vitesse d'un mobile correspond à la variation de sa position par unité de temps. Mathématiquement, la vitesse s'exprime comme la dérivée du déplacement par rapport au temps :

$$v(t) = \frac{d[d(t)]}{dt} \qquad (II.3)$$

La Vitesse est inversement proportionnelle à la fréquence : Plus la fréquence augmente, plus la Vitesse diminue : Son utilisation est réservée aux basses fréquences F ≤ 1000 Hz.

Un signal vibratoire sinusoïdal généré par un balourd simple s'exprimera par la relation :

$$v(t) = V.sin\,(2.\pi.F.t + \phi) \qquad (II.4)$$

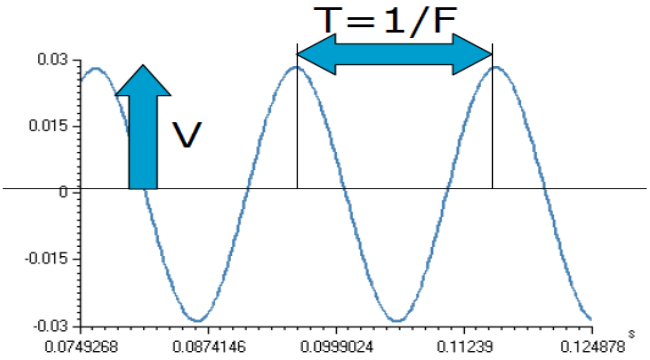


Fig.II.4. Signal sinusoïdal de vitesse [32]

L'unité utilisée est le **mm/s.**

II.2.4.3. L'accélération

L'Accélération d'un mobile correspond à la variation de sa vitesse par unité de temps. Mathématiquement, l'accélération s'exprime comme la dérivée de la vitesse par rapport au temps.

$$a(t) = \frac{d[v(t)]}{dt} \qquad (II.5)$$

L'Accélération représentative des forces dynamiques, ne dépend pas de la fréquence : C'est le paramètre privilégié en analyse vibratoire sur un large domaine de fréquences.

$0 \leq F \leq 20000$ Hz

Un signal vibratoire sinusoïdal généré par un balourd simple s'exprimera par la relation :

$$a(t) = A.sin(2.\pi.F.t + \phi) \qquad (II.6)$$

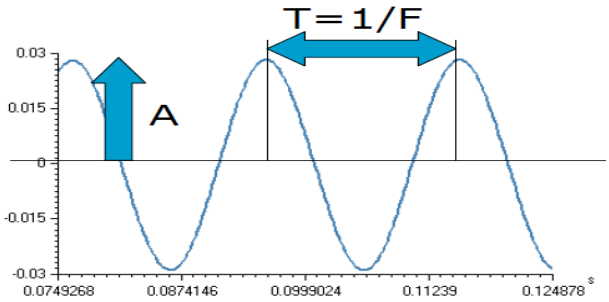


Fig.II.5. Signal sinusoïdal d'accélération [32]

L'unité utilisée est le **g** , 1g = 9.80665 m/s².

II.2.4.4. Relations entre les grandeurs

Il existe une relation mathématique entre les grandeurs comme suit :

$$V = \frac{A}{2.\pi.F} \qquad (II.7)$$

D'au :

$$D = \frac{V}{2.\pi.F} = \frac{A}{4.\pi^2.F^2} \qquad (II.8)$$

II.3. Captures de vibrations

La première étape conduisant à l'obtention d'une lecture de vibrations consiste à convertir la vibration mécanique produite par une machine en un signal électrique équivalent. Cette opération est réalisée au moyen des capteurs de vibrations. On retrouve parmi les capteurs les plus couramment utilisés le capteur de déplacement, le capteur de vitesse et l'accéléromètre.

II.3.1. Capteur de déplacement

Le capteur de déplacement est un instrument qui produit un signal électrique directement proportionnel au déplacement relatif de la vibration d'un arbre ou d'un rotor. Il est monté en permanence à l'intérieur du palier. Il s'agit d'un capteur "non-contact", c'est-à-dire que le capteur n'entre jamais en contact avec la surface en vibration. Les capteurs de vibrations se divisent en deux catégories caractérisées par le type de mesure à effectuer, mesure de vibration absolue ou bien d'une mesure de vibration relative. Dans le premier cas, le capteur de vibrations est monté en un point quelconque sur la machine (figure II.6).[33]

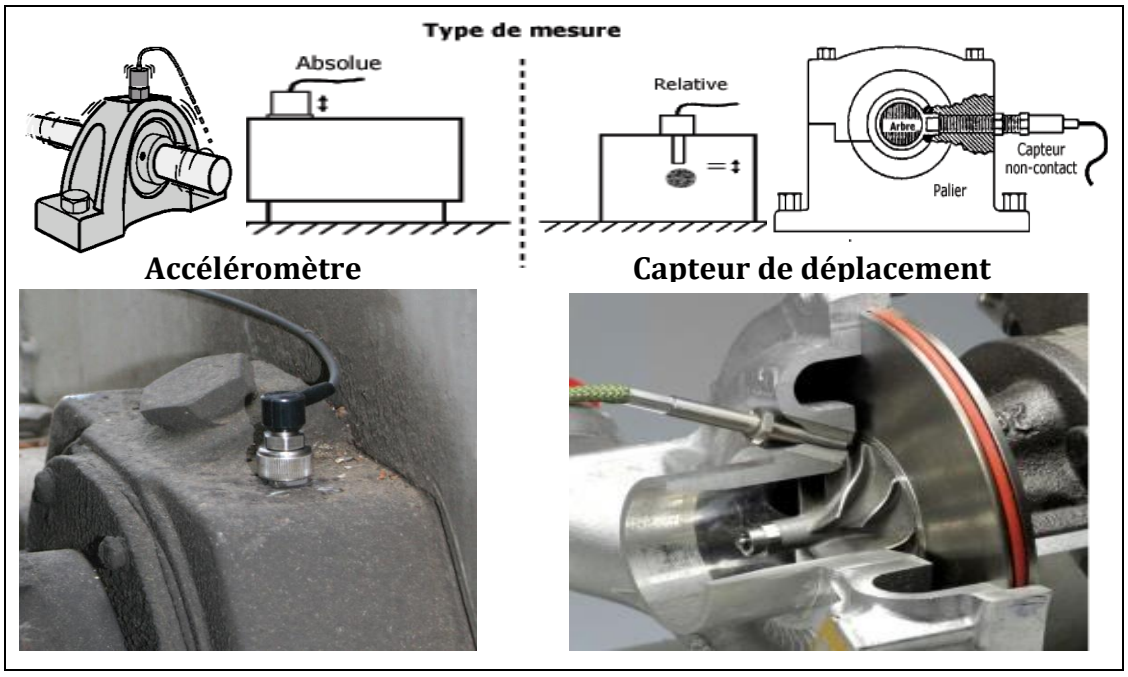


Fig.II.6. Capteurs de vibrations et les types de mesures. [33][34][35][36]

La mesure effectuée tient alors compte de tous les phénomènes vibratoires transmis par la structure de la machine au point de montage du capteur. Dans le deuxième cas, seule la vibration produite par le mouvement de l'arbre ou du rotor par rapport à une position de référence est mesurée. (figure II.7)

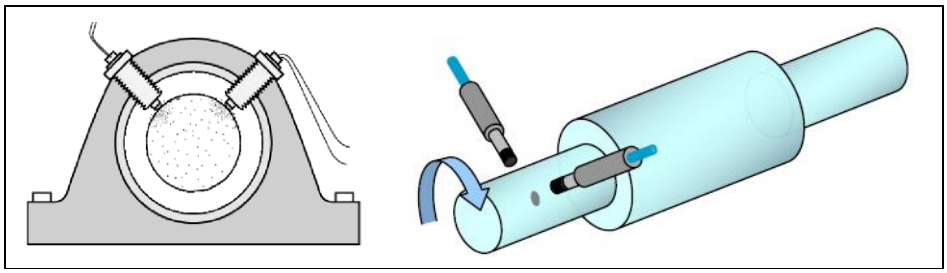


Fig.II.7. Capteur de déplacement pour les paliers lisses. [37] [34]

Le capteur de déplacement est utilisé pour toutes les applications où la surveillance des jeux entre les arbres et les paliers s'avère essentielle. C'est pourquoi l'on retrouve des capteurs de déplacement installés sur la plupart des turbines hydroélectriques et des turbomachines.

II.3.1.1. Principe de fonctionnement

Un oscillateur (appareil qui génère un signal oscillatoire) envoie un signal d'amplitude constante à très haute fréquence au capteur. Le signal, appelé signal porteur, produit un champ magnétique en passant au travers de la petite bobine située à l'extrémité du capteur.

L'arbre situé à proximité absorbe une partie de l'énergie du champ magnétique qui, à son tour, produit une réduction proportionnelle de l'amplitude du signal porteur (modulation).

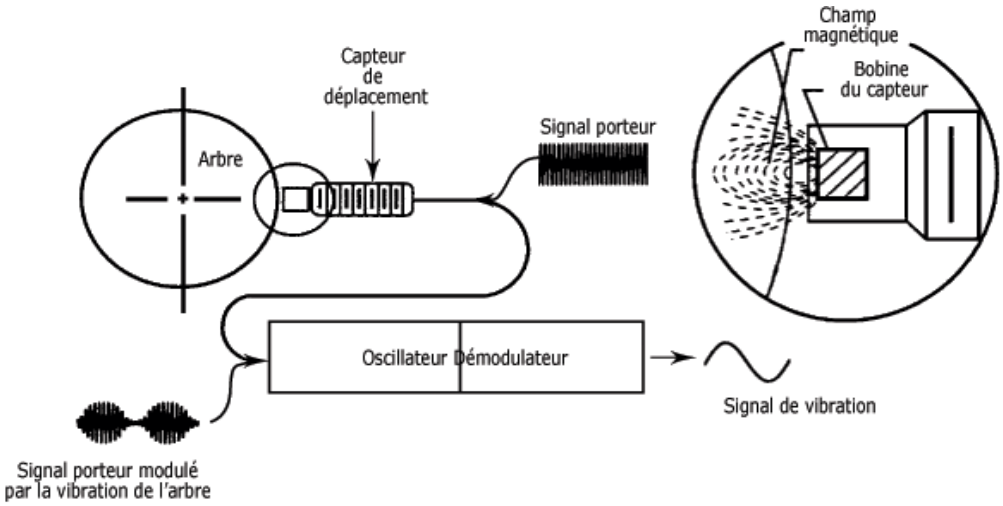


Fig.II.8. Schéma de fonctionnement d'un capteur de déplacement. [33]

Plus l'arbre se rapproche du capteur, plus l'amplitude du signal s'en trouve affectée. La modulation du signal porteur traduit donc l'importance du déplacement relatif de l'arbre par

rapport au palier. Le signal est ensuite démodulé et la vibration, déplacement de crête- à-crête, est mesurée.

L'unité utilisée est le µm (10^{-6} m) ou le mils (10^{-3} pouce) : 1 mils = 25,4 µm.

II.3.1.2. Avantages

Les principaux avantages associés à l'emploi du capteur de déplacement sont :

• la mesure directe du mouvement de l'arbre ;

• l'absence d'usure (aucun élément mobile) ;

• la mesure faite directement en unités de déplacement ;

• le fonctionnement jusqu'à des fréquences extrêmement faibles.

II.3.1.3. Inconvénients

Les principaux désavantages associés à l'emploi du capteur de déplacement sont :

• la mauvaise qualité du signal occasionnée par la présence d'irrégularités à la surface des arbres ;

• l'installation minutieuse requise ;

• la très faible gamme dynamique du capteur (la gamme dynamique est le rapport de l'amplitude la plus élevée à l'amplitude la plus faible qui puisse être mesurée) qui est de l'ordre de 100/1 ;

• la gamme de fréquences limitée du capteur qui n'excède pas en pratique 200 Hz.

II.3.2. Capteur de vitesse (Vélocité)

Le capteur de vitesse produit un signal électrique directement proportionnel à la vitesse de la vibration absolue mesurée. On l'utilise pour la surveillance générale des vibrations sur les machines industrielles. Il existe plusieurs types de capteurs de vitesse, par exemple capture à bobine mobile, capture à une sonde photo-électrique et capture à une lumière stroboscopique.

II.3.2.1. Capteur à bobine mobile (Classique)

Pendant de nombreuses années, les seuls types de capteurs de vitesse disponibles pour la surveillance des machines étaient ceux utilisant une conception à bobine mobile.

II.3.2.1.1. Principe de fonctionnement d’un capteur de vitesse à bobine mobile

Ce capteur compose essentiellement d'une bobine supportée par des ressorts et d'un aimant permanent fixé au boîtier du capteur (figure II.9). L'aimant fournit un puissant champ

magnétique autour de la bobine suspendue. Lorsque le capteur est fixé sur une machine qui vibre, l'aimant permanent suit le mouvement de la vibration pendant que la bobine demeure stationnaire. Dans ces conditions, le mouvement du champ magnétique qui traverse la bobine génère une tension dont l'amplitude est proportionnelle à la vitesse de la vibration. Le signal est ensuite transmis du capteur au mesureur de vibrations.[33]

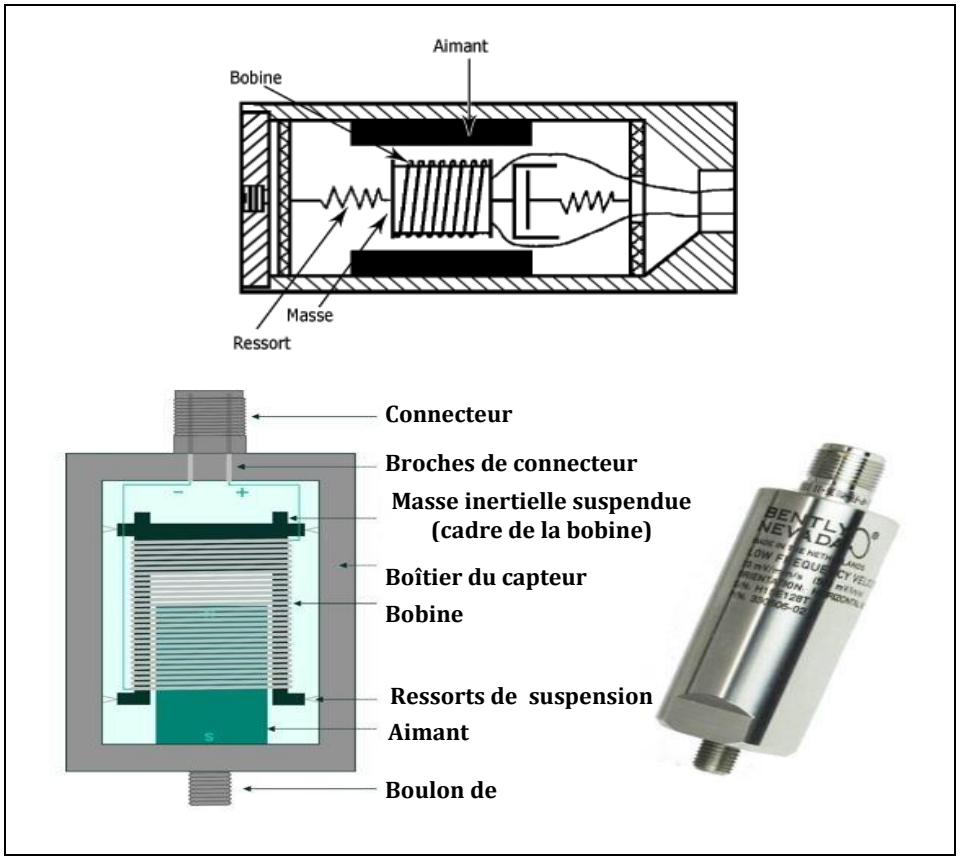


Fig.II.9. Capteur de vitesse à bobine mobile [33][38]

L'unité utilisée est le mm/s ou pouce/s.

1 po/s = 25,4 mm/s.

II.3.2.1.2. Avantages

Les principaux avantages associés à l'emploi du capteur de vitesse sont :

• un signal électrique de sortie généré sans avoir recours à une source d'alimentation externe ;

• la simplicité de l'instrumentation requise pour la mesure du signal.

II.3.2.1.3. Inconvénients

Les principaux désavantages associés à l'emploi du capteur de vitesse sont :

- l'usure des éléments mobiles,

- la grande dimension du capteur,

- une faible gamme dynamique de l'ordre de 1000/1,

- la sensibilité du capteur aux champs magnétiques,

- la sensibilité du capteur à son orientation,

- la limite élevée dans les basses fréquences (> 10 Hz).

II.3.2.2. Capteur photoélectrique (Moderne)

Les capteurs photoélectriques sont constitués d'un émetteur ou source lumineuse, dont les rayons lumineux sont détectés par un récepteur. La différence de signal lumineux, acquise lors de l'interruption de ce rayon, est transformée en un signal électrique, et est mesurée et utilisée par un circuit électrique. La lumière utilisée est soit infrarouge, soit rouge. En utilisant cette lumière, on peut créer différents types de capteurs photoélectriques. Il existe des modèles de capteurs à réflexion avec réflecteur ou réflexe. Ce type est également équipé d'un émetteur et d'un récepteur proches l'un de l'autre. La réflexion de la lumière émise est acquise à l'aide d'un ou plusieurs réflecteurs.

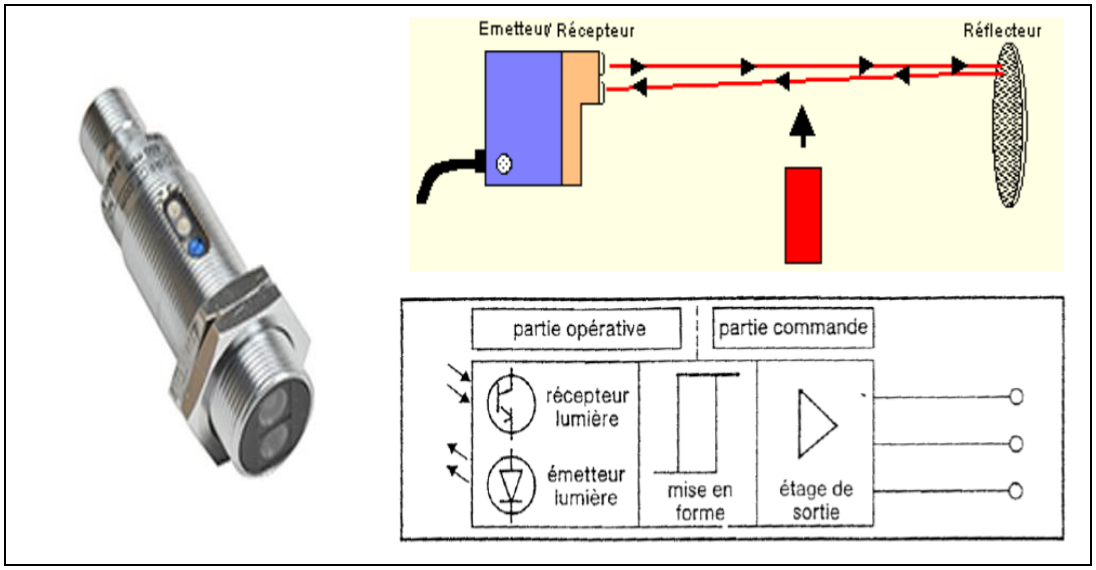


Fig.II.10. Capteur de vitesse photoélectrique [39] [40] [41]

II.3.3. Accéléromètre

L'accéléromètre produit un signal électrique directement proportionnel à l'accélération de la vibration absolue mesurée. L'accéléromètre est le type de capteur le plus répandu aujourd'hui pour les mesures de vibrations des machines. Sa conception permet de mesurer efficacement non seulement l'accélération, mais aussi la vitesse et le déplacement (absolue).

En effet, les instruments de mesure qui utilisent un accéléromètre comportent des circuits électroniques (intégrateurs) permettant de sélectionner le paramètre de vibration requis.

II.3.3.1. Principe de fonctionnement

Le cœur de l'accéléromètre est constitué de petits éléments d'un matériau piézoélectrique. On qualifie un matériau de piézoélectrique quand une déformation du matériau, par compression ou par cisaillement, produit un signal électrique.

La figure suivante vous montre le schéma d'un accéléromètre où une masse est rattachée à chacun des éléments piézoélectriques. Le mouvement vibratoire de la base de l'accéléromètre est transmis à la masse qui agit à son tour sur chaque élément piézoélectrique avec une force égale au produit de la masse par sa propre accélération.

Ceux-ci produisent alors une charge électrique proportionnelle à la force appliquée. Les masses étant constantes, la charge produite par les éléments est également proportionnelle à l'accélération des masses.

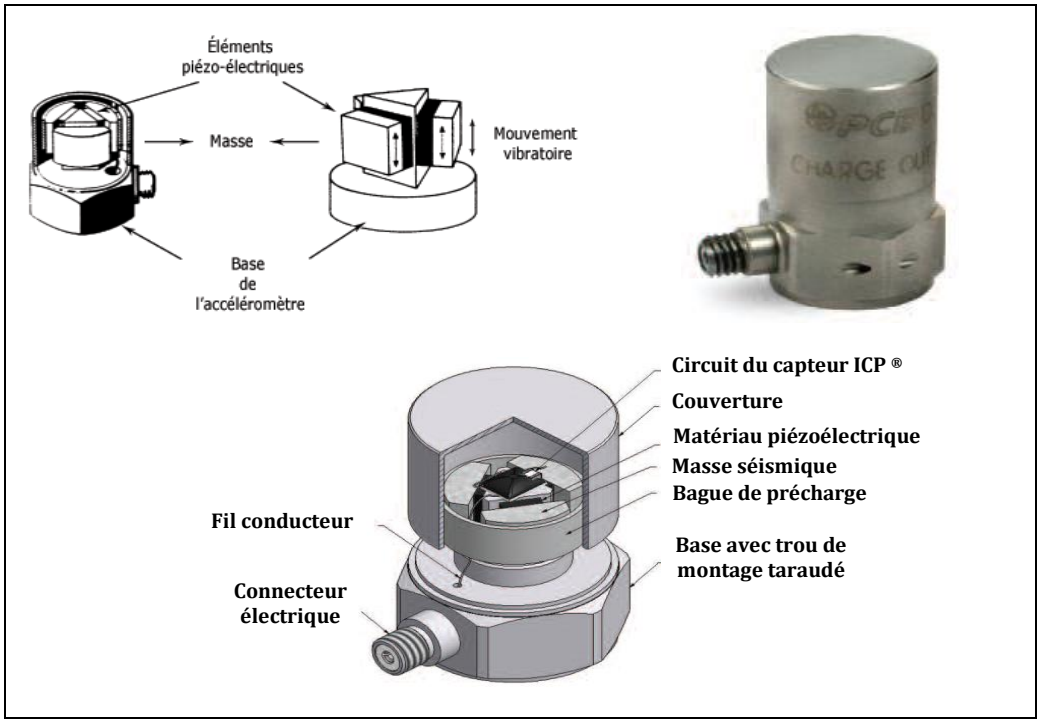


Fig.II.11. Schéma d'un accéléromètre. [33][35]

Le signal fourni par un accéléromètre possède un niveau si faible qu'il doit passer par un préamplificateur de charge dans le but d'en faciliter la mesure et l'analyse. Le rôle du préamplificateur consiste essentiellement à convertir la charge produite par la déformation des éléments piézoélectriques en un signal de tension équivalente.

L'unité utilisée est le m s^{-2} ou le g :

1 g = 9,81 m/s².

II.3.3.2. Avantages

Les principaux avantages associés à l'emploi d'un accéléromètre sont :

• Une gamme dynamique très grande,

• Une gamme de fréquences très large,

• Un signal électrique de sortie généré sans avoir recours à une source d'alimentation externe,

• L'absence d'éléments mobiles,

• Un montage possible dans n'importe quelle direction,

• Une excellente performance dans les conditions environnementales les plus sévères,

• La faible dimension des capteurs.

II.3.3.3. Inconvénients

Les principaux désavantages associés à l'emploi de l'accéléromètre sont :

• l'impossibilité d'effectuer des mesures à des fréquences extrêmement faibles (< 0,1 Hz),

• le traitement du signal provenant de l'accéléromètre qui requiert une technologie plus sophistiquée, et donc plus dispendieuse, que celles utilisées par les deux autres types de capteurs.

II.3.3.4. Accéléromètre à préamplificateur intégré

Un nombre croissant d'accéléromètres sont équipés aujourd'hui d'un préamplificateur intégré (figure II.12). Ils nécessitent une source d'alimentation externe à courant constant qui est beaucoup plus facile à construire qu'un préamplificateur de charge conventionnel.

Néanmoins, l'électronique intégrée aux accéléromètres restreint les gammes dynamiques et thermiques de ceux-ci. Par exemple, la gamme des températures typiques d'un accéléromètre est de - 70 à 250°C, alors qu'elle est limitée à une plage allant de - 50 à 125°C pour un accéléromètre à préamplificateur intégré.[33]

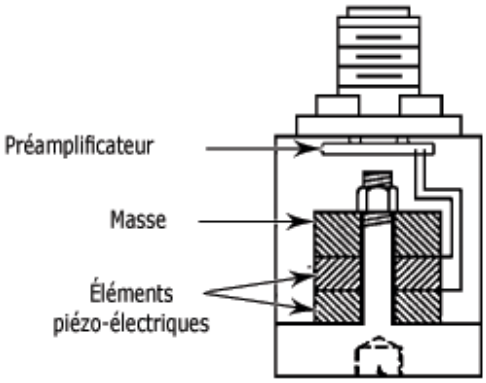


Fig.II.12. Schéma d'un accéléromètre à préamplificateur intégré. [33]

II.3.3.5. Montage de l'accéléromètre

Dans toutes les mesures de vibration, la qualité et la fiabilité du signal d'entrée ont une importance cruciale. En effet, l'instrument de mesure le plus sophistiqué ne peut pas produire des résultats fiables à partir de données qui ne le sont pas. Aussi, comme la nature des vibrations varie selon le type de défauts rencontrés sur les machines, le capteur de vibrations doit fonctionner dans une gamme très étendue et de façon sûre.

En ce sens, le montage même de l'accéléromètre aura un effet significatif sur le résultat des mesures et c'est pourquoi vous devez y accorder une attention toute particulière.

Le choix de l'emplacement de montage de l'accéléromètre doit être fait en considérant une position qui reflète la direction du phénomène vibratoire visé par la mesure. De plus, l'accéléromètre doit toujours être monté, chaque fois que cela est possible, dans une position qui assure un chemin de transmission court et rigide vers la source des vibrations.

Comme les forces internes d'une machine sont transmises à l'ensemble de la structure par l'entremise des paliers, ceux-ci sont considérés comme de bons emplacements pour le montage d'un accéléromètre.

La figure II.13 montre le schéma d'un palier sur lequel les accéléromètres ont été placés en vue d'assurer un trajet direct aux vibrations provenant du roulement.

L'accéléromètre (A) mesure directement les vibrations radiales du roulement, tandis que l'accéléromètre (B) mesure des vibrations qui sont modifiées par leur transmission à travers un joint superposé aux vibrations des autres composants de la machine. De façon similaire, l'accéléromètre (C) est placé sur un trajet de vibration plus direct que l'accéléromètre (D).

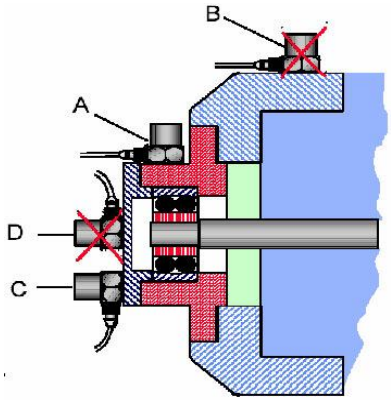


Fig.II.13. Positionnement des accéléromètres sur un palier. [34]

Vous aurez compris que les positions B et D ne sont pas recommandées et que le choix entre les positions A et C dépend uniquement de l'objectif visé par la mesure.

Il existe 3 plans de mesure :

1) Radial
   - **V** vertical
   - **H** horizontal
   - **O** oblique
2) Axial **A**

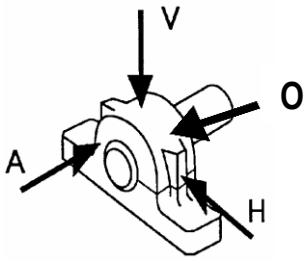


Fig.II.14. Plans de mesure [42]

L'accéléromètre : doit être situé au-dessus du palier d'intérêt. Évitez autant que possible les espaces d'air dans les boîtiers. Les espaces d'air fausseront les mesures des vibrations.

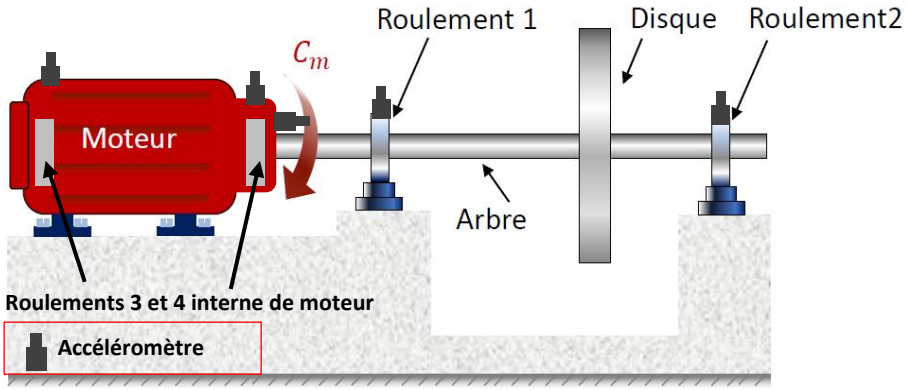


Fig.II.15. Les positions de placement d'un accéléromètre [43]

II.3.4. Choix du capteur de vibrations

Si les capteurs de déplacement relatif sont tout indiqués pour certaines applications spécifiques de surveillance d'arbres, les capteurs sismiques, sensibles aux vibrations absolues, sont mieux adaptés à la surveillance générale des machines.

Bien que les capteurs de déplacement relatif aient une gamme de fréquences pouvant aller (théoriquement) jusqu'à 10 000 Hz, ils ne peuvent détecter efficacement que les composantes fréquentielles en basses fréquences. Leur gamme dynamique ne peut habituellement pas couvrir les harmoniques supérieurs de la vitesse de rotation de l'arbre ou du rotor.

Les capteurs sismiques les plus courants sont le capteur de vitesse et l'accéléromètre piézo-électrique. L'accéléromètre est de loin le plus utilisé en raison de sa grande gamme dynamique, de l'étendue de sa gamme fréquentielle, de ses dimensions réduites, de sa fiabilité et de sa robustesse.

En effet, comme beaucoup de situations de surveillance nécessitent un gamme de mesures en fréquences bien supérieures à 1000 Hz et une détection d'amplitudes dans un rapport dépassant largement 1000/1, le choix de l'accéléromètre piézoélectrique s'impose de lui-même.

Une comparaison visuelle de la gamme dynamique et de la gamme de fréquences des capteurs de vibrations vous est montrée à la figure II.16. [33]

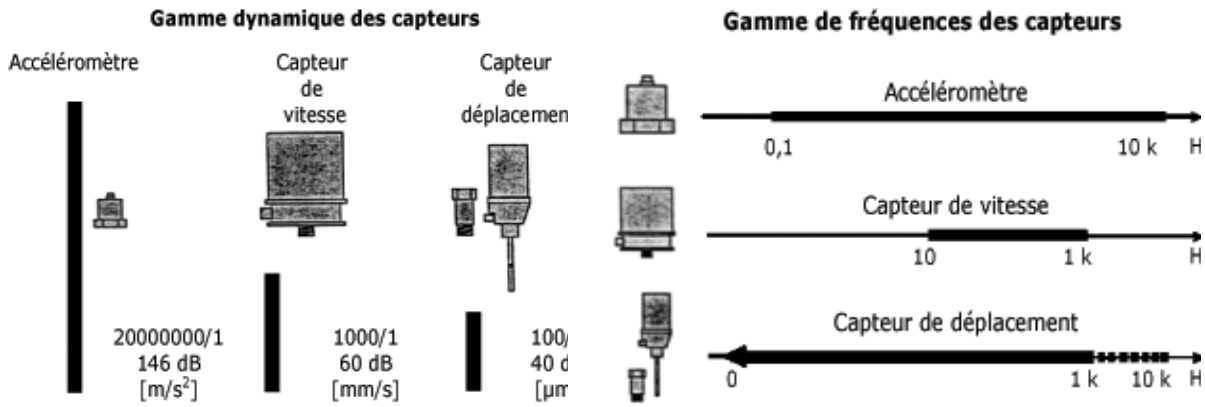


Fig.II.16. Gamme dynamique et gamme de fréquences des capteurs. [33]

II.3.5. Influence de la grandeur utilisée

Les capteurs associés transforment la vibration mécanique en un signal électrique : capteur de proximité, capteur de vitesse, accéléromètres. La mesure de déplacement s'effectue à l'aide de capteur de proximité (champs magnétiques) , la mesure de vitesse s'effectue à l'aide de capteur de vitesse (courant induit dans une bobine ; Cette technique est peu utilisée).

Les capteurs de mesure de l'accélération les plus utilisés sont les accéléromètres piézoélectriques. A partir de l'accélération, on peut calculer par intégration successive la vitesse et le déplacement.

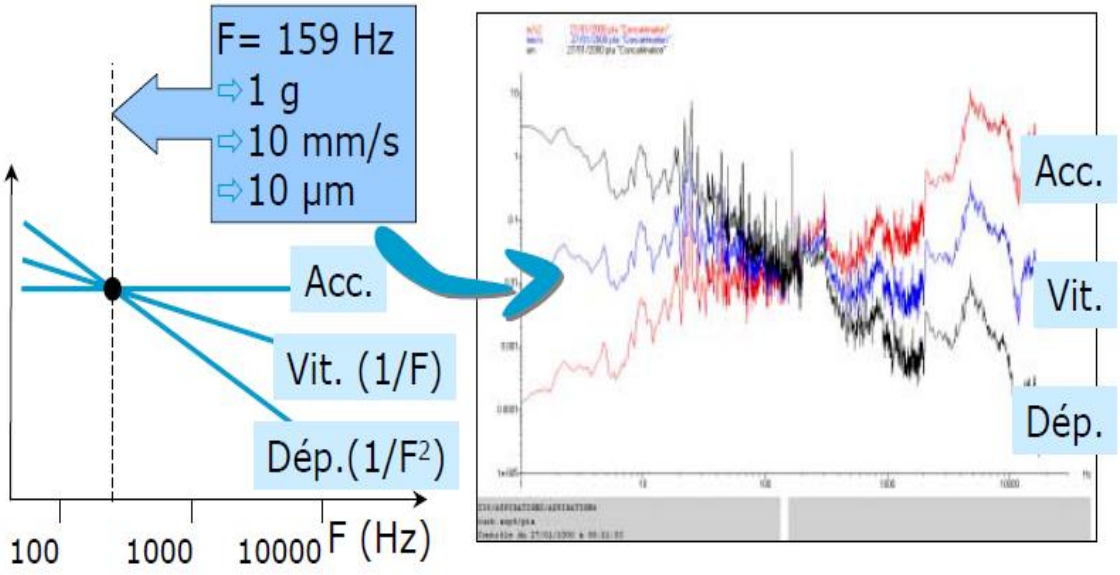


Fig.II.17. Influence de la grandeur utilisée. [32]

II.4. Harmoniques (Ordres)

Les signaux vibratoires sont difficiles à analyser du fait de leur contenu riche en pics.

Cependant un signal périodique complexe peut toujours être décomposé en une somme de signaux sinusoïdaux appelés harmoniques ou ordres.

Le but est de faire apparaître le fondamental et les harmoniques qui ont une fréquence multiple de ce dernier. harmoniques: relation entre une fréquence et la fréquence de rotation.

Exemple : pour 1500 tr/min , donc H= 1500/60 = 25 Hz

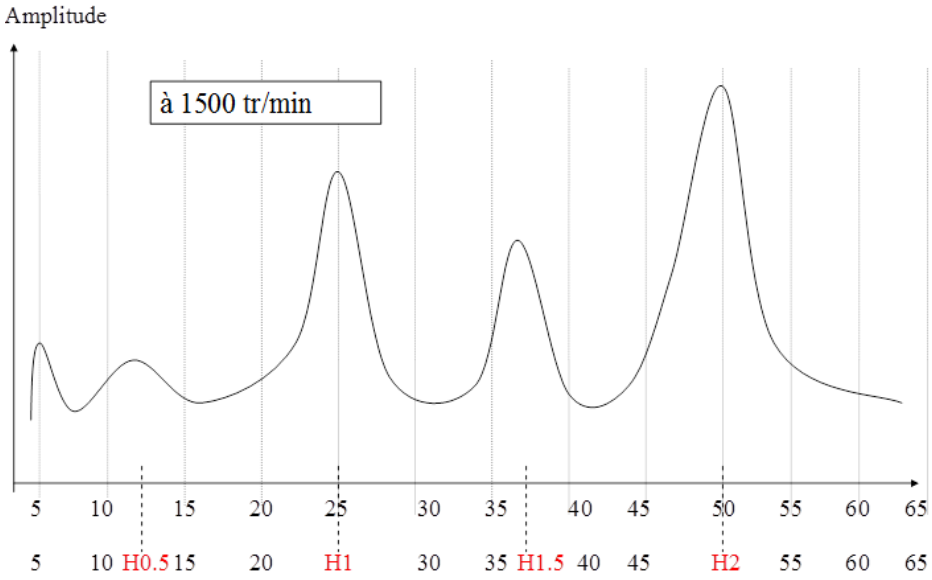


Fig.II.18. Harmoniques pour 1500 tr/min. [44]

II.5. Spectre FFT (Fast Fourier Transform)

L'invention de l'algorithme FFT (transformée de Fourier rapide) au milieu des années 1960 a rendu possible l'analyseur de spectre moderne en temps réel, qui transforme les signaux variant dans le temps du domaine temporel au domaine fréquentiel et fournit ainsi une image actualisée en permanence de la composition fréquentielle d'un signal. Avant l'apparition des analyseurs de spectre FFT, la principale visualisation en temps réel sur place des signaux de vibration se faisait dans leur domaine temporel naturel, généralement à l'aide d'un oscilloscope.

La base mathématique de l'analyse spectrale est l'intégrale de Fourier, qui a été fournie par le mathématicien Joseph Fourier au début des années 1800, bien avant les machines rotatives modernes. Cependant, avant l'algorithme FFT, qui utilise les méthodes de calcul numérique modernes, la transformation d'un signal mesuré dans le domaine temporel en un signal dans le domaine fréquentiel nécessitait un traitement "hors ligne" coûteux et lent. Plus précisément, un enregistrement du signal analogique était traité à travers plusieurs filtres analogiques à bande étroite dont les fréquences de la bande centrale couvraient la gamme de fréquences concernée. Les analyseurs de spectre pré-FFT étaient des équipements électroniques encombrants à utiliser avec succès, nécessitant un technicien expérimenté dans la façon d'accorder et d'ajuster les filtres de largeur de bande pour obtenir des résultats optimaux pour un enregistrement de signal de base de temps donné. Il est compréhensible que l'analyse spectrale pré-FFT ait été très peu utilisée. Les détails mathématiques des séries de Fourier, des intégrales de Fourier et des FFT font désormais partie intégrante de la composante mathématique des programmes universitaires d'ingénierie et sont bien traités dans de nombreux manuels et guides d'analyse mathématique et technique. Dans l'intérêt de l'espace et de la brièveté, ces détails mathématiques ne sont pas couverts ici. Au lieu de cela, une explication plus heuristique de l'analyse spectrale est donnée ici pour aider le praticien de la vibration des machines à comprendre la connexion directe entre un signal de base de temps et son spectre de fréquence.

L'idée pratique sous-jacente de la transformée de Fourier est qu'une fonction (par exemple, un signal de base de temps) peut être construite à partir d'une somme de fonctions sinusoïdales avec une distribution continue de la fréquence de zéro à une fréquence de coupure appropriée.

Pour un signal se répétant périodiquement ou une période définie, une version plus simple et plus restrictive de ceci (la série dite de Fourier) est applicable et additionne les composantes

sinusoïdales uniquement à un ensemble discret de fréquences qui sont les multiples entiers (n_1, 2, ...) d'une fréquence de base désignée Ω1 ≡ 2π/τ, où τ durée d'une période. Bien que les signatures de vibrations de machines ne contiennent souvent qu'un nombre limité de composantes harmoniques significatives, leurs fréquences ne sont souvent pas toutes des multiples entiers d'une seule fréquence de base, et par conséquent la transformée de Fourier, et non la série de Fourier, est l'outil approprié pour cartographier les signaux de vibrations de machines tournantes du domaine temporel au domaine fréquentiel.

La figure II.19 fournit un lien visuel entre une fonction du temps, X(t), et sa transformée de Fourier ou spectre de fréquence. Comme l'illustre la figure, quelques harmoniques additionnées produisent facilement une trace temporelle à partir de laquelle il est difficile de visualiser ou d'identifier directement les composants individuels qui y contribuent. En transformant le signal dans le domaine des fréquences, les composantes contributives sont facilement identifiées.[45]

$$X(t) = \sum_{i=1}^{N} X_I \cos(\Omega_i t + \emptyset_i) \qquad (II.9)$$

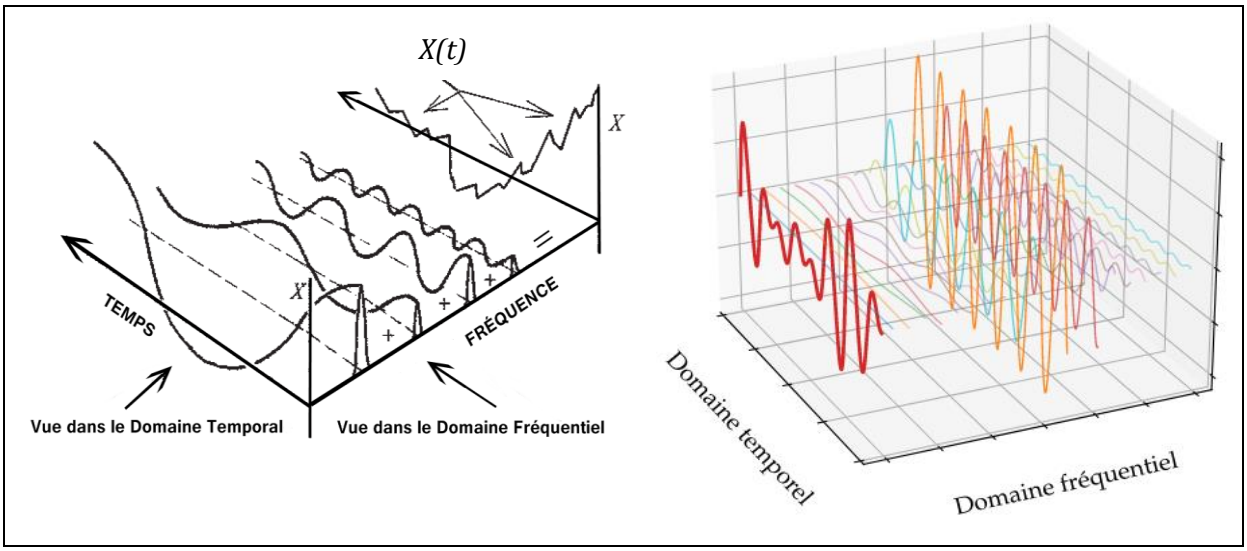


Fig.II.19. Illustration temporal-fréquentiel d'un signal oscillant. [45][46]

II.6. Tendances et lignes de base en matière de vibrations

Même dans les machines les plus saines, les signaux de vibration surveillés peuvent avoir tendance à migrer en amplitude et en angle de phase, tout en restant dans une "enveloppe" de base de niveaux de vibration acceptables. Ces changements bénins sont des effets normaux des changements des conditions de fonctionnement, par exemple, les transitoires thermiques, les changements de charge, l'usure normale et les fluctuations de l'environnement global de la machine. D'autre part, lorsque les signaux de vibration surveillés

commencent à augmenter en amplitude au-delà des niveaux de base établis pour une machine donnée, cette tendance doit être suivie attentivement par les opérateurs de l'usine afin d'évaluer en permanence la nécessité potentielle de :

- Modifier temporairement les conditions de fonctionnement de la machine.
- Programmer un arrêt anticipé de la machine pour des actions correctives.
- Procéder à un arrêt immédiat dicté par une augmentation rapide des amplitudes de vibration.

Lorsque les niveaux de vibration d'une machine commencent à augmenter au-delà des niveaux de base établis, un problème à l'intérieur de la machine commence à émerger et l'augmentation des niveaux de vibration n'est souvent pas le seul symptôme du problème sous-jacent. Une fois que l'attention est portée sur une machine qui commence à montrer une tendance à la hausse des niveaux de vibration, divers outils d'analyse des signaux de vibration sont maintenant couramment utilisés pour chercher à identifier la ou les causes profondes.[45]

II.7. Normes et limites de vibration

La norme la plus largement utilisée comme indicateur de la sévérité des vibrations est la norme ISO 2372. Cette norme peut être utilisée pour déterminer les niveaux de vibration acceptables pour diverses classes de machines. Ainsi, pour utiliser cette norme ISO, il est nécessaire de commencer par classer la machine concernée. En lisant le tableau, nous pouvons établir une corrélation entre la sévérité de l'état de la machine et les vibrations. La norme utilise le paramètre de la vitesse efficace pour indiquer la sévérité. Les numéros 1, 2, 3 et 4, comme le montre (tableau II.1), classent la sévérité [47] :

Classe 1 : Parties individuelles de moteurs et de machines reliées intégralement à une machine complète dans son état normal de fonctionnement (les moteurs électriques de production d'une puissance maximale de 15 kW sont des exemples typiques de machines de cette catégorie).

Classe 2 : Machines de taille moyenne (généralement des moteurs électriques d'une puissance de 15 à 75 kW) sans fondations spéciales, moteurs ou machines montés de manière rigide (jusqu'à 300 kW) sur des fondations spéciales.

Classe 3 : Grands moteurs et autres grandes machines à masses rotatives montés sur des fondations rigides et lourdes, qui sont relativement rigides dans la direction des vibrations.

Classe 4 : Grands moteurs et autres grandes machines avec des masses rotatives montées sur des fondations, qui sont relativement souples dans la direction de la mesure des vibrations (par exemple - groupes turbogénérateurs, en particulier ceux avec des sous-structures légères).

Tab.II.1. Niveaux vibratoires admissibles sur les machines tournantes [48]

Norme ISO 2372					
Niveaux vibratoires admissibles (RMS mm/s)		**Classe 1**	**Classe 2**	**Classe 3**	**Classe 4**
Amplitude efficace de la Vitesse Vibratoire en mm/s RMS dans la bande [10 ; 1000] Hz		Mauvais	Mauvais	Mauvais	Mauvais
	18.0				18.0
					Limite
	11.2			11.2	
				Limite	
	7.1		7.1		7.1
			Limite		Moyen
	4.5	4.5		4.5	
		Limite		Moyen	
	2.8		2.8		2.8
			Moyen		Bon
	1.8	1.8		1.8	
		Moyen		Bon	
	1.12		1.12		
			Bon		
	0.71	0.71			
		Bon			

II.8. Identification les défauts et leurs vibrations

James E. Berry, P.E., de Associés techniques de Charlotte, N.C., a développé et finement réglée un "tableau mural illustré de diagnostic des vibrations" en anglais , mesurant 38 pouces de haut sur 54 pouces de large. Ce tableau est un outil très polyvalent pour une analyse précise des vibrations dans le cadre d'un programme structuré de maintenance conditionnelle [49] (**Annexe)** Il a été reproduit en français par GROUPE IMPEDANCE – MACHINES à Paris[50] (**Annexe**), le tableau affiche des spectres de vibrations typiques qui aident à déterminer l'état de fonctionnement des machines tournantes.

Il convient de noter que le tableau mural de diagnostic des vibrations de Associés techniques (**Annexe**) comprend des éléments clés tels que :

- Des illustrations de spectres de vibrations typiques ;

- Des remarques élaborant les symptômes qui accompagnent normalement chacun des 44 problèmes de machine couverts.

- Des dessins illustrant la façon dont la phase réagit lorsque ces problèmes sont prédominants.

Tab.II.2. Les fréquences des vibrations et leurs causes probables [50]

Fréquence en termes de RPM (X)	**Cause les plus probables**	**Autres causes possibles et remarques**
1 X rpm	Déséquilibre	1) Tourillons, engrenages ou poulies excentriques. 2) Mauvais alignement ou arbre tordu - si vibration axiale élevée 3) Courroies défectueuses si le régime de la courroie est élevé. 4) Résonance 5) Forces réciproques 6) Problèmes électriques
2 X rpm	Desserrage Mécanique	1) Mauvais alignement si vibrations axiales élevées 2) Forces réciproques 3) Résonance 4) Mauvaises courroies si 2 X rpm de courroie
3 X rpm	Désalignement	En général, est une combinaison de désalignement et de jeux axiale excessifs (desserrage).
Moins de 1 X rpm	Tourillon d'huile (Moins de ½ RPM)	1) Mauvaises courroies d'entraînement 2) Vibrations de fond 3) Résonance subharmonique 4) Vibration du "siège"
Synchrone (fréquence de ligne C.A.)	Problèmes électriques	Les problèmes électriques courants comprennent les barres de rotor cassées, le rotor excentrique, les phases déséquilibrées dans les systèmes polyphasés, l'entrefer inégal.
2 X Fréquence de Synch.	Impulsions de couple	Rarement un problème à moins que la résonance est excitée
Plusieurs fois rpm (Fréquence Harmoniquement Reliée)	Mauvais engrenages Forces aérodynamiques Forces hydrauliques Mauvais serrage mécanique Forces réciproques	Nombre de dents de l'engrenage par rapport au régime de l'engrenage défectueux Nombre de pales du ventilateur par rapport au nombre de tours/minute Nombre d'aubes de la roue multiplié par le nombre de tours/minute Peut se produire à 2, 3, 4 harmoniques et parfois plus si desserrage important
Haute fréquence (non		1) La vibration du roulement peut être instable amplitude et

liée à l'harmonique)	Mauvais antifriction Roulements	fréquence. 2) La cavitation, la recirculation et la turbulence du flux provoquent des vibrations aléatoires à haute fréquence. 3) Lubrification inadéquate des paliers lisses (vibration par frottement) 4) Frottement

Tab.II.3. Identification des vibrations [50]

Cause	Amplitude	Fréquence	Phase	Remarques
Déséquilibre	Proportionnel au déséqui-libre. Le plus grand dans le sens radiale.	1 x rpm	Marque de référence unique.	Cause la plus fréquente de vibration.
Désalignement des accouplements ou des roulements et arbre tordu.	Large dans le sens axial direction axiale 50 % ou plus de vibrations radiales	1 x rpm habituel 2 et 3 x rpm parfois	Simple double ou triple	La meilleure façon de le découvrir est d'observer une vibration axiale importante. Utilisez des indicateurs à cadran ou une autre méthode pour un diagnostic positif. Si la machine est équipée de paliers lisses et qu'il n'y a pas de désalignement de l'accoup-lement équilibrez le rotor.
Mauvais roulements de type anti-friction	Instable - utiliser la mesure de la vitesse si possible	Très élevé plusieurs fois rpm	Erratique	Le roulement responsable est probablement celui qui est le plus proche du point de la plus grande vibration haute fréquence
Tourillons excentriques	Généralement pas grand	1 x rpm	Marque unique	Si sur des engrenages, la vibration la plus importante se situe dans l'axe des engrenages. Si sur un moteur ou un géné-rateur, la vibration disparaît lorsque l'alimentation est coupée. Si sur une pompe ou un ven-tilateur, essayer d'équilibrer.
Mauvais engrenages ou bruit d'engrenages	Faible - utiliser la mesure de la vitesse si possible	Nombre de dents de l'engrenage très élevé par rapport au nombre de tours/minute	Erratique	
Desserrage		2 x rpm	Deux marques	Généralement accompagné d'un

mécanique			de référence. Légèrement erratique.	déséquilibre et/ou d'un désalignement.
Courroies d'entraînement défectueuses	Erratique ou pulsation	1,2,3, & 4 x rpm de courroies	Un ou deux selon la fréquence de la fréquence. Généralement instables.	La lumière stroboscopique est le meilleur outil pour figer une courroie défectueuse.
Électrique	Disparaît lorsque l'alimentation est coupée.	1 x rpm ou 1 ou 2 x fréquence synchrone fréquence.	Marque simple ou double rotative.	Si l'amplitude de la vibration chute instantanément lorsque l'alimentation est coupée la cause est électrique.
Aérodynamique hydraulique forces hydrauliques aérodynamiques		1 x rpm ou nombre de pales sur le ventilateur ou roue x rpm		Rare comme cause de troubles, sauf en cas de résonance.
Réciproque forces		1 x 2 et ordres supérieurs x rpm		Inhérents aux machines à mouvement alternatif, ils ne peuvent être réduits qu'en modifiant la conception ou en les isolant. modification de la conception ou l'isolation.

II.9. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les différentes grandeurs qui peuvent aider de contrôler et surveiller en permanence les machines en service. Nous avons aussi discuté sur la vibration et son influence sur l'activité des machines et comment observé ce phénomène avec les différents capteurs.

Après avoir collecté ces informations autours les moteurs asynchrone et les différents défauts de vibrations et les capteurs à travers les deux chapitres précédents, maintenant on peut de étudier un cas réelle d'un problème de vibration d'un machine électrique ou bien de simuler sur un banc d'essai, ce qui fera l'objet du dernier chapitre.

CHAPITRE III

Contrôle et Equilibrage d'un Défaut de Balourd sur un Banc d'Essai

III.1. Introduction

L'équilibrage est le procédé par lequel on tente d'améliorer la répartition de la masse d'un rotor de façon que le rotor tourne dans ses paliers sans créer de forces centrifuges non compensées. L'équilibrage des rotors contribue à prolonger la durée de vie des équipements. Il peut être réalisé sur une machine à équilibrer (fixe, équilibrage en atelier) ou encore à l'aide d'un analyseur de vibrations (portatif, équilibrage sur site).

Dans ce chapitre, nous allons simuler un problème de balourd sur un banc d'essai et apprendre à résoudre ce problème. Enfin, interprétons les résultats.

III.2. Importance de l'équilibrage

Les vibrations produites par un rotor déséquilibré créent une surcharge sur les paliers et sur la structure de la machine en général. L'équilibrage du rotor s'avère nécessaire pour éviter une ou plusieurs des situations suivantes

• Une diminution de la vie utile de la machine, de la durée de vie des roulements et de l'intégrité de la structure.

• Un accroissement de la fréquence des entretiens requis par la machine.

• Une production de moins bonne qualité par les équipements tels que les machines-outils et les rectifieuses, les machines à papier, les laminoirs, etc.

• Une détérioration de la qualité de vie au travail en ce qui a trait au bruit, à la sécurité et au confort (vibrations transmises au corps par le plancher par exemple).

L'équilibrage ne doit surtout pas se limiter aux seules machines dont la condition de déséquilibre est telle qu'il y a imminence de bris. [51]

III.3. Technique de la réparation

L'organisation internationale de normalisation (ISO) (1973) a publié des documents sur la classification des rotors et la qualité de l'équilibre des corps rigides en rotation, qui sont également abordés par Rieger (1986).

Les rotors peuvent être classés en systèmes rigides ou flexibles en fonction de leur comportement dynamique aux vitesses de fonctionnement. La classification d'un rotor peut être facilement déterminée en effectuant une analyse de la vitesse critique du système. Si la déformation ou l'énergie potentielle dans les roulements représente plus de 80 % de l'énergie de déformation totale du système, le rotor peut être classé comme rigide. Un rotor à corps rigide est un rotor qui peut être équilibré dans deux plans arbitraires. Le rotor semble maintenir l'équilibre dans toute sa gamme de vitesse de fonctionnement.

D'autre part, si l'énergie de déformation de l'arbre commence à dépasser 20 % de l'énergie de déformation du système et que le rotor fonctionne à une ou plusieurs vitesses critiques, il peut être considéré comme un rotor flexible ou quasi-flexible. Dans ces circonstances, un équilibre du corps rigide à deux plans peut ne pas être adéquat, et des poids de compensation supplémentaires peuvent devoir être placés le long de l'arbre pour minimiser l'amplitude des vibrations à la vitesse.

Un rotor rigide est un rotor dont la vitesse de service est inférieure à 50% de sa première vitesse critique. Au-dessus de cette vitesse, le rotor est dit flexible. Un rotor rigide peut être équilibré en effectuant des corrections dans deux plans quelconques choisis arbitrairement. La procédure d'équilibrage des rotors flexibles est plus compliquée, en raison des déviations élastiques du rotor.[28] , par exemple .cas d'un rotor classe 2, 3,4 ou 5 :

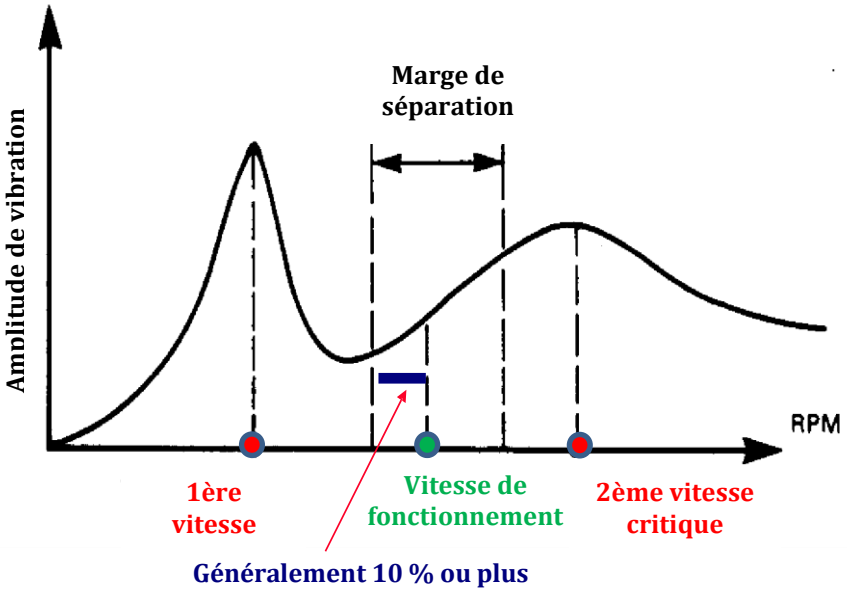


Fig.III.1. Analyse d'ordre (résonance) de démarrage d'un rotor classe 2, 3, 4 ou 5 [42]

L'ISO a classé les rotors afin de décrire le type et la qualité de l'équilibrage nécessaire pour chaque cas particulier. Cinq classifications de base sont présentées par l'ISO [52] :

Classe 1 : Rotors rigides : Elle couvre 90% de toutes les applications [26] .Ces rotors peuvent être équilibrés dans deux plans axiaux arbitraires et resteront équilibrés dans toute la gamme des vitesses de fonctionnement.

Classe 2 : Rotors quasi-flexibles : Ces rotors ne sont pas parfaitement rigides mais peuvent être équilibrés de manière adéquate dans une machine à équilibrer à basse vitesse et conserveront un fonctionnement régulier dans toute la gamme de vitesses.

Peuvent être équilibrés à l'aide d'une technique d'équilibrage modifiée (le choix des plans de correction est ici essentiel).[26]

Classe 3 : Rotors flexibles : Ces rotors ne peuvent pas être équilibrés dans une machine à équilibrer à basse vitesse et nécessitent une ou plusieurs corrections du plan de compensation à haute vitesse.

Classe 4 : Rotors à fixation flexible : Ces rotors peuvent être classés dans la classe 1, la classe 2 ,ou la classe 3 : rotors mais ont des composants en eux-mêmes ou attachés de manière flexible.

Classe 5 : Rotors flexibles à une vitesse : Ces rotors peuvent être classés comme les rotors flexibles de classe 3 mais sont équilibrés pour fonctionner à une seule vitesse.

III.4. L'équilibrage (La correction)

Pour régler l'équilibreuse. Une fois l'équilibreur réglé, le rotor est chargé et mesuré. Lorsqu'il n'est pas dans la tolérance, nous devons effectuer une correction. Jusqu'à présent, le processus a été simple, la machine est conçue de cette façon.

La correction est souvent difficile à réaliser. Les concepteurs ne prennent pas toujours des dispositions (adéquates) pour corriger les déséquilibres lors de la conception des rotors. Parfois, il n'y a aucun moyen d'enlever ou d'ajouter suffisamment de matériau, le matériau disponible ne se trouve pas dans des zones efficaces (petit rayon, proches les unes des autres, non séparées du centre de masse) ou le problème réside dans la précision nécessaire à l'enlèvement de la masse - par exemple, dans le cas d'un meulage à main levée, où la compétence de l'opérateur est essentielle pour une opération efficace sans endommager les pièces, la correction du déséquilibre est un domaine où la variabilité est immense. Les corrections peuvent ne représenter que quelques milligrammes sur un petit rotor à grande vitesse ou plusieurs kilogrammes sur une grande hélice de navire. L'équilibrage a souvent lieu sur des assemblages presque finis et l'apparence après l'équilibrage est importante. Le débit de production peut signifier qu'il ne reste que quelques secondes pour effectuer la correction. Dans de nombreux cas, un système d'équilibrage de production peut impliquer une ligne de transfert multiposte.

Afin d'obtenir une correction efficace du déséquilibre, nous devons décomposer le problème en une série de petites décisions. Il n'existe que trois choix pour la correction [26] :

Choix n° 1 - Ajouter de la masse -

Boulonner un bloc, ajouter une vis, ajouter une rondelle sous une vis, mélanger du mastic époxy et l'appliquer ou souder un bloc en place. Attention : obstruction qui empêchera le rotor

de tourner. Assurez-vous que le poids ne peut pas s'envoler et n'affaiblissez pas le rotor en perçant et en taraudant un trou pour appliquer un poids.

Choix n° 2 - Enlever la masse -

Percez, fraisez, rectifiez, enlevez le poids d'équilibre (peut-être une rondelle sous un boulon). Il faut faire attention à : couper trop profondément, affaiblir une partie du rotor qui pourrait se déformer à la vitesse de fonctionnement, endommager les enroulements de l'armature et laisser des copeaux sur les tourillons qui pourraient endommager la machine ou le rotor lors de la prochaine mesure.

Choix n° 3 - Redistribuer la masse -

Bagues asymétriques qui tournent, variation de la longueur des boulons maintenant la poulie sur l'arbre, rotation de la poulie sur l'arbre ou ouverture d'un alésage sous-dimensionné avec un décalage radial pour corriger le déséquilibre (centrage de la masse). Attention au serrage excessif des pièces réglables, à un décalage trop important des excentriques (limite la précision) ou à un décalage trop faible (limite la correction maximale).

Il est essentiel de s'assurer que les pièces réglables ne bougent pas en service, car cela peut entraîner un déséquilibre important ou un contact avec des composants non rotatifs, avec des résultats catastrophiques.

En examinant un rotor spécifique, nous décidons d'abord lequel des trois choix est le plus approprié. Dans le cadre de ce choix, nous décomposons ensuite les options et examinons les volumes de production. Parmi les autres considérations, citons l'entretien et la sécurité.

Si l'enlèvement de matière est utilisé, il se peut que des copeaux doivent être aspirés. Avec n'importe quel outil de coupe, il est nécessaire d'utiliser des protections pour protéger l'opérateur.

III.4.1. Types d'équilibrage

Il y a plusieurs types d'équilibrage lié au les plans de balourd :

1) Équilibrage 1 ou 2 plans des structures rigides:

-Équilibrage 1 plan (dit statique): équilibrage des forces de translation

-Équilibrage 2 plans (dit dynamique): équilibrage des moments de rotation.

2) Équilibrage multi-plans des structures flexibles: on ajoute 1 plan par fréquence de résonance inférieure à la fréquence de rotation.[53]

III.5. Logiciel VIB360 STUDIO

Ce logiciel est utilisé dans laboratoire de de l'unité de vibration dans l'entreprise de DML pour l'analyse vibratoire des machines tournants. Les utiles de l'analyseur diagnostic vibratoire & gestion des mesures et comme suite :

-Gestion des résultats et sauvegarde des signaux temporels longs dans une base de données.

-Automatisation et personnalisation des analyses, aide à l'interprétation directe.

-Traçabilité, généralisation des possibilités de contrôle et de modification.

-Installation sur PC Windows permettant l'acquisition, l'analyse, la gestion et l'édition.

III.5.1. Représentation « objets »

Un organigramme permet l'organisation des points de mesure suivant la structure de l'objet étudié, cette structure est représentée par deux fenêtres interactives

- Sous forme d'organigramme.

- Sous forme de tableau.

L'organigramme peut être facilement modifié et étendu grâce aux fonctions copié, collé, glissé, renommé, changé de niveau même après chargement des données.

La création d'une nouvelle étude crée automatiquement les fichiers nécessaires pour les données, la structure, et les rapports édités. [54]

III.5.2. La base de données

Avec une interface permet d'accéder rapidement aux informations, de sécuriser l'administration, et d'échanger des données standardisées (norme MIMOSA). Les signaux peuvent être enregistrées directement depuis le R (pilotage du PC pilotage de carte d'acquisition) ou transférés depuis tout système d'acquisition (formats. Bin ou. Wav). Les signaux temporels et les conditions d'essai sont archivés et attachés à chaque point de mesure. Les paramètres sont choisis dons un menu ; des voleurs particuliers peuvent être créés à la demande.

L'historique des mesures et des analyses est conservé pour l'étude de l'évolution et assurer la traçabilité des opérations. Il est toujours possible de corriger les paramètres, de modifier les analyses et même de créer une nouvelle série.

Fig.III.2. Interface d'objets de la base de données

III.5.3. Les analyse

Elles sont programmées par l'utilisateur, individuellement ou par groupe de points de mesure. Il est toujours possible de visualiser le signal, d'en explorer les propriétés directement et de choisir les zones sur lesquelles on fait porter les analyses. Une large gamme d'outils d'analyse paramétrables et sauvegardée individuellement est intégrée au logiciel [54] :

- FFT (bandes fines et bandes l / l et 1 / 3 d'octaves, Zoom)
- Démodulation d'amplitude, phase, fréquence
- Enveloppe,
- Cepstre,
- Calcul d'orbite,
- Filtre de Gilbert, Filtre temporel Iong.
- GDE (diagnostic des engrènements)
- Fonction de transfert
- Kurtosis, Crête par bandes
- Toute fonction mathématique

Selon la sélection par cases à cocher, les points de mesure peuvent être affectés des mêmes analyses qui peuvent être traitées en même temps. Les graphes d'analyse peuvent toujours être associés à un tableau d'identitcation des pics, de visualisation des harmoniques etc. Le graphisme est paramétrable.

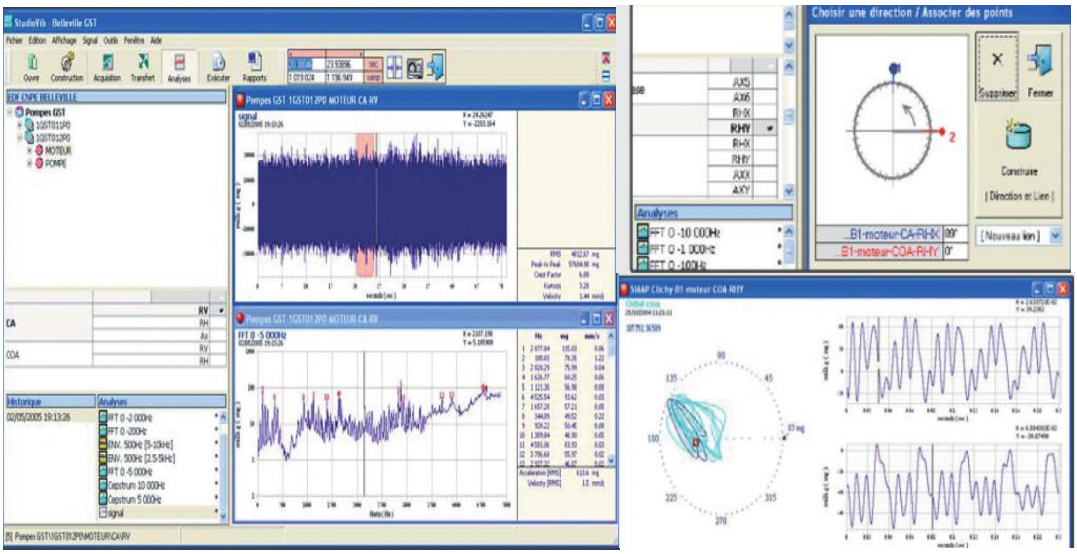


Fig.III.3. Interface des signaux et analyses.

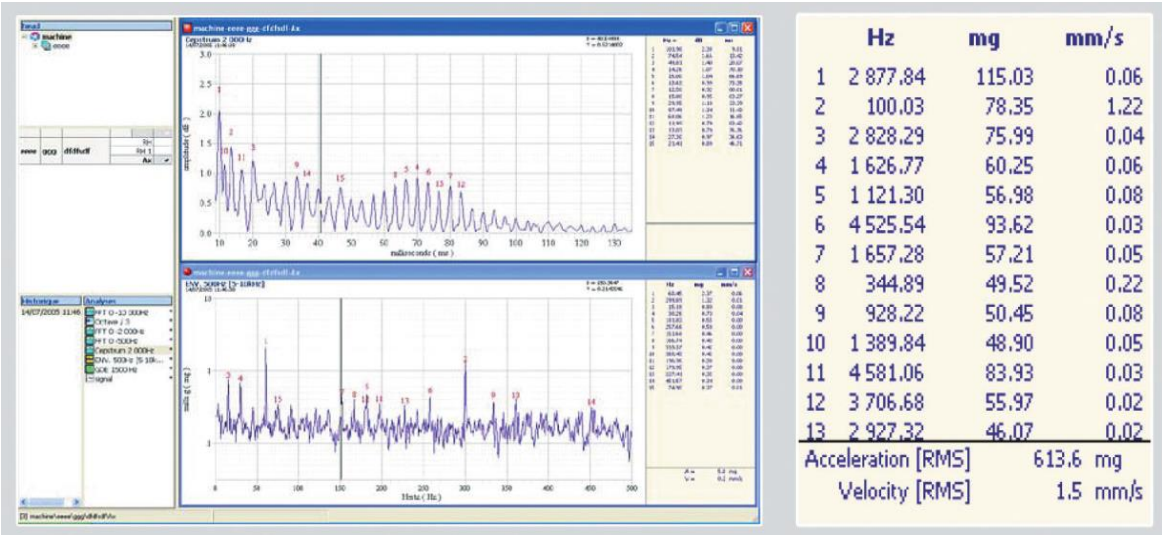


Fig.III.4. Analyseur de spectre FFT

III.6. Simulation un défaut du balourd sur kit simulateur

On faits des essais pour apprendre les effets d'un balourd sur notre kit-simulateur (figure III.4). Ce kit simulateur est une machine de classe 1 car la puissance qui demande est inférieure à 15 KW et considérant la taille. Le kit simule quelques défauts qui se produisent dans les machines asynchrones et toutes les machines tournantes.

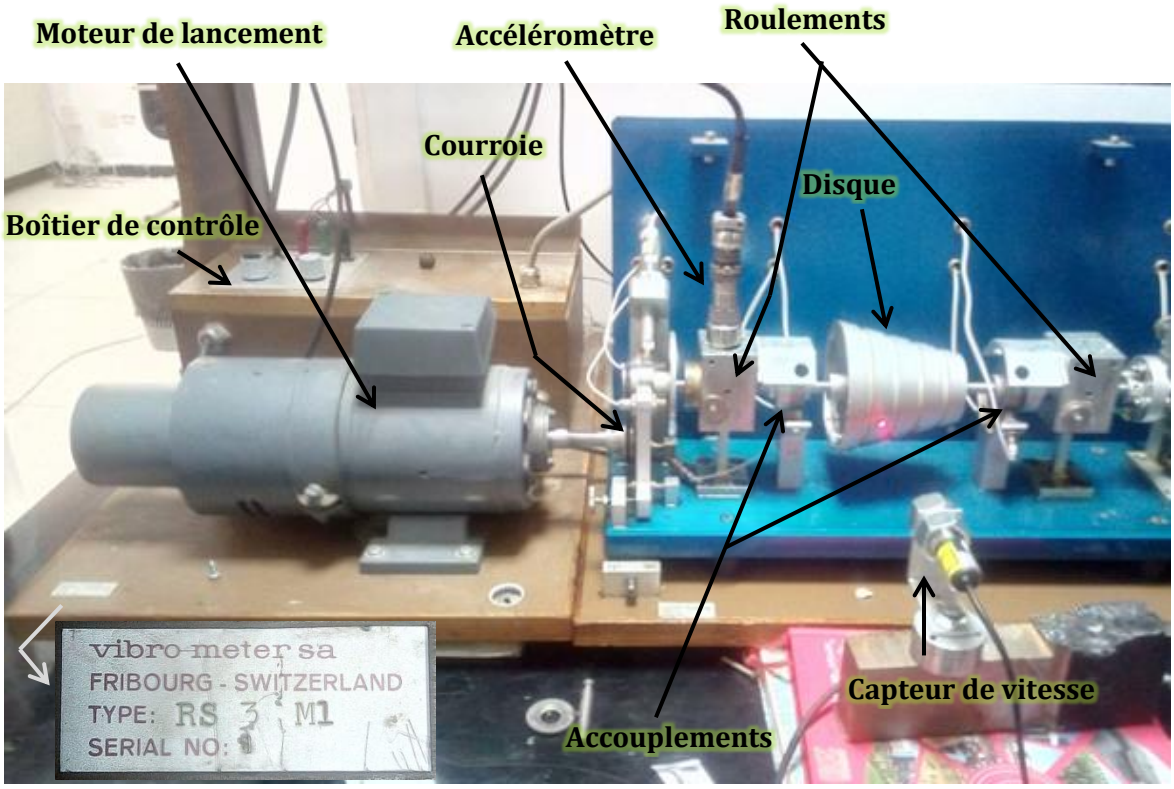


Fig.III.5. Kit simulateur des défauts au laboratoire de l'unité de vibration DML (SONATRACH – Laghouat 2022)

Th. Zürrer CH 8055 Zürich			
Type : E P V 65 TG			
190 **V**	E1 / E2	160 **V**	A1 / A2
0.13 **A**		2.0 **A**	
220 **W**		4000 tr/min	
Nbr S : 480262			

Fig.III.6. Plaque Signalétique du moteur de lancement.

Les différents capteurs (accéléromètre et capteur de vitesse) sont connectés sur l'ordinateur à partir la carte d'acquisition.

Fig.III.7. Carte d'acquisition.

La mesure de la phase, essentielle pour localiser la "partie lourde" dans le rotor à équilibrer, requiert l'emploi d'un capteur tachymétrique. Le capteur tachymétrique, monté à une distance appropriée de la surface du rotor.

Les figures suivantes montrent le montage de l'accéléromètre et de la sonde photo-électrique de même que celui d'une bande réfléchissante fixée sur le rotor. Le passage de la bande réfléchissante déclenche la sonde photo-électrique une fois par tour et une impulsion est envoyée à l'analyseur de vibrations.

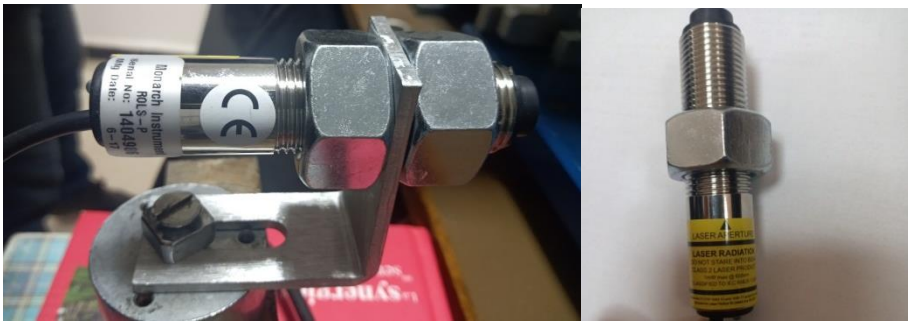


Fig.III.8. Capteur de vitesse (photoélectrique).

La mesure de l'amplitude vibratoire, proportionnelle à la force produite par le balourd, requiert l'emploi d'un accéléromètre monté sur le palier du roulement.

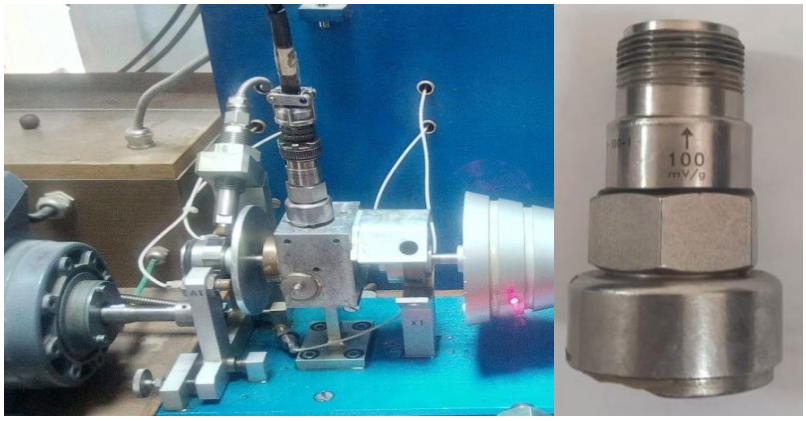


Fig.III.9. Un accéléromètre (piézoélectrique)

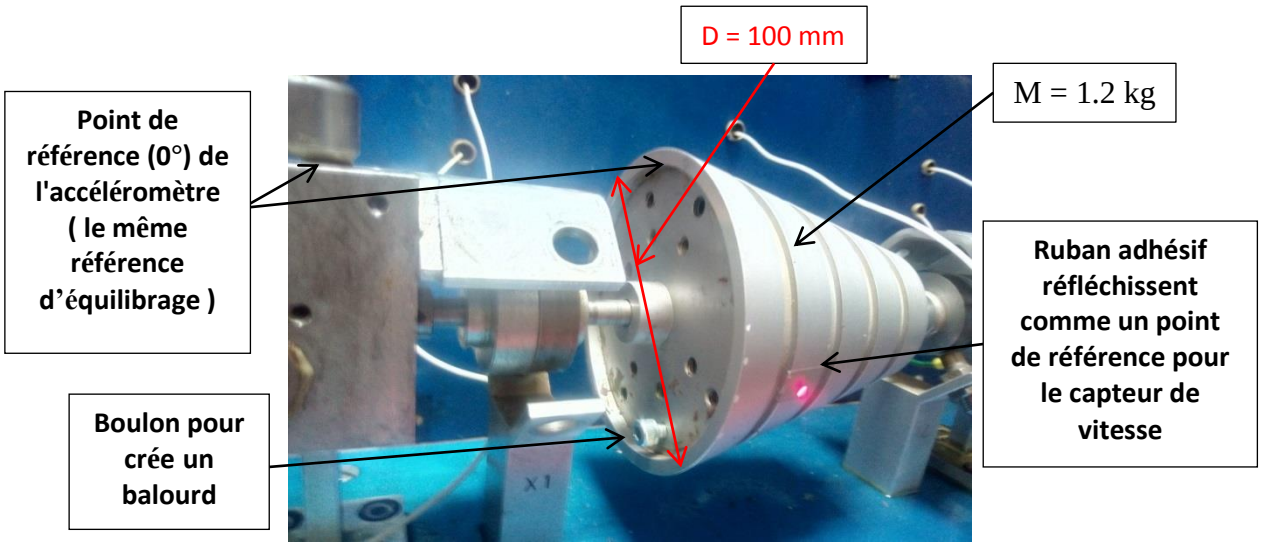


Fig.III.10. Création d'un balourd.

Mesure le poids de boulon pour créer le balourd, poids de boulon est 1.7g.

Fig.III.11. La masse de boulon.

III.6.1. Procédure d'équilibrage

Le boulon à crée le balourd, pour équilibrer le rotor, nous devons placer une masse de correction d'une certaine grosseur à un endroit où elle annule le balourd du rotor, c'est-à-dire en un point qui lui est diamétralement opposé. Pour ce faire, il faut déterminer la valeur et la position de la masse de correction.

III.6.1.1. Lancement 1 : Analyse d'ordre et analyse spectral (FFT) de balourd initial

Analyse d'ordre : Avec un démarrage monté en vitesse pour voir les ordres dominants (0-3000 tr/min).

Fig.III.12. Trends de démarrage Amplitude / Phase.

La vitesse de service *3000 tr/min,* en observe qui la première vitesse critique et *≈ 2200 tr/min.*

- Le rotor est dans la classe 2 (quasi-flexible), Parce que la vitesse de fonctionnement du rotor au-dessus de sa première vitesse critique.
- Ordre 1 dominant et la rotation de la phase 180° au 0° explique clairement un problème du balourd.

La procédure d'équilibrage consiste d'abord à mesurer la vibration causée par le déséquilibre du rotor.

Analyses spectral (FFT) : à vitesse de fonctionnement de 3091 RPM (51,52 Hz)

On choisit 3000 RPM comme vitesse de fonctionnement, pour préserver les composants de l'émulateur car ils sont anciens (moteur, courroie).

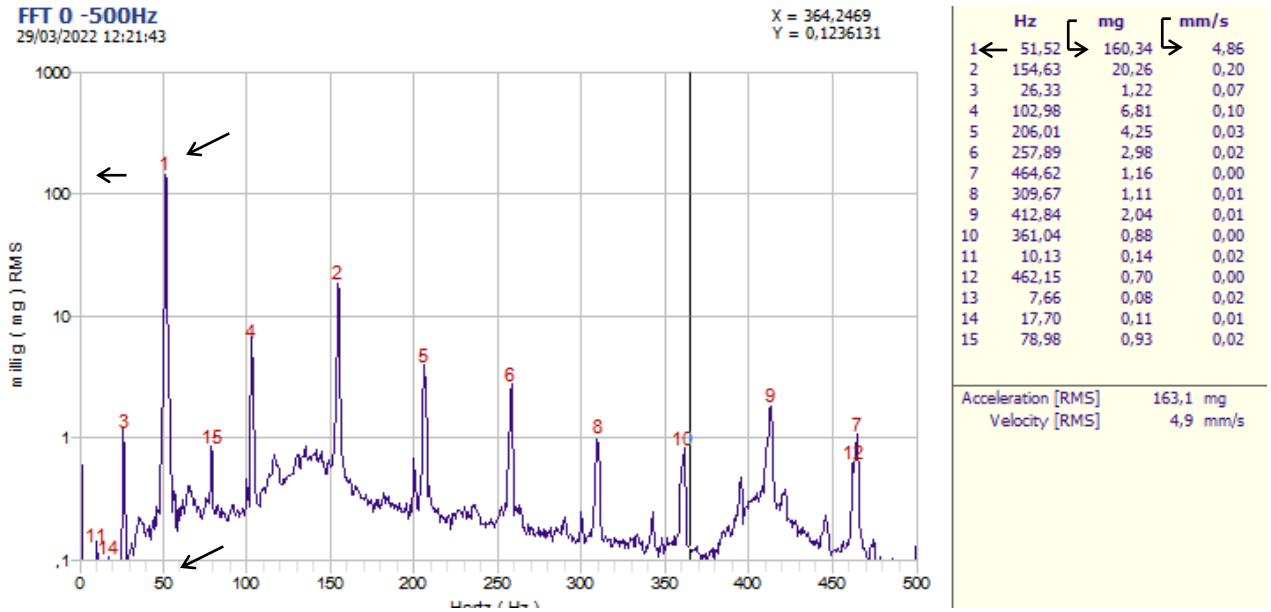


Fig.III.13. Signal FFT d'un capteur accéléromètre position vertical.

On prendre cette révèle d'un problème de balourd signifier par la présence 1X=51.52 Hz (3091 RPM) d'amplitude d'accélération de A_{A0} = 160.34 mg avec une amplitude de vitesse de la vibration absolue mesurée A_{V0}= 4,86mm/s.

Un rotor déséquilibré : Le déphasage entre un capteur position vertical et horizontal doit être ± (90° --> 30°)

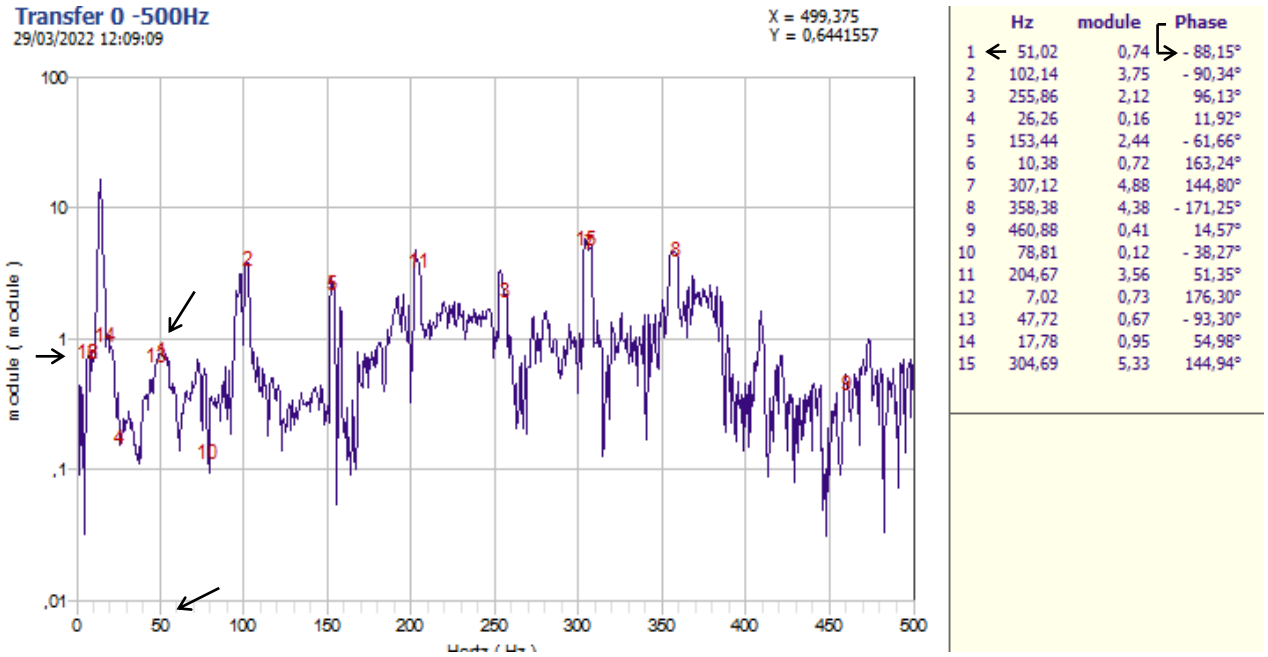


Fig.III.14. Signal indique un déphasage entre le capteur vertical et le capteur horizontal

Le déphasage indiqué entre le capteur vertical et le capteur horizontal est de - 88.15°.

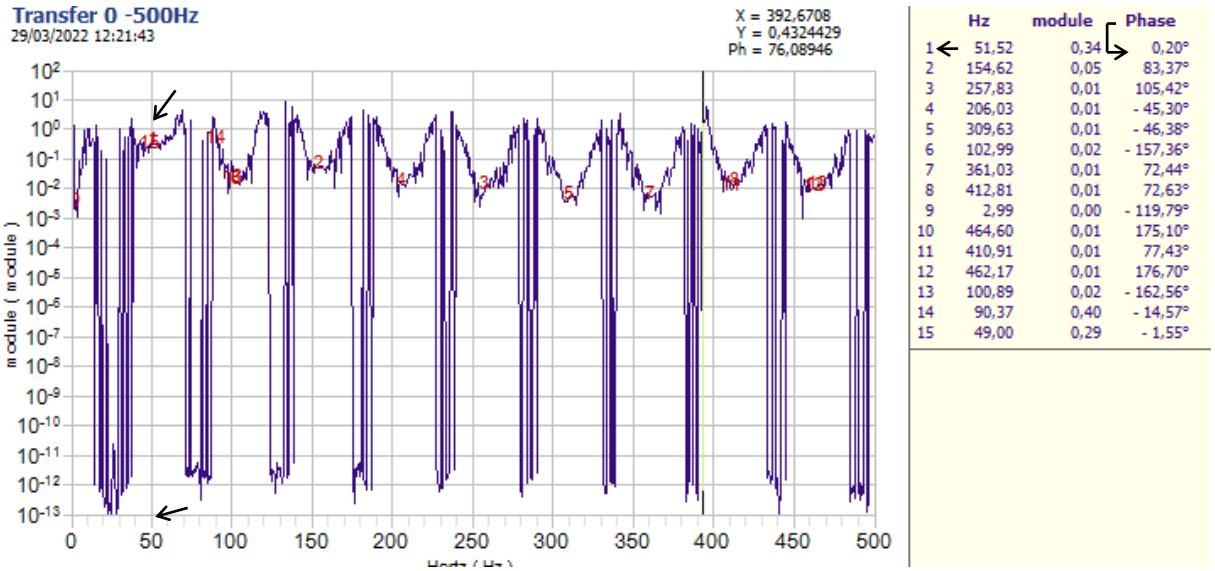


Fig.III.15. Signal indique un balourd initial avec un phase φ_0 = 0,20°

Donc, le balourd initial d'amplitude A_{V0}= 4,86 mm/s avec un angle ϕ_0 = 0,20 ° de phase du signal vibratoire par rapport à l'impulsion du capteur vitesse.

III.6.1.2. Lancement 2 : Avec une masse d'essai

III.6.1.2.1. Choix d'une masse d'essai

Les calculs de correction du déséquilibre sont basés sur les changements que produit la masse d'essai sur l'état initial du rotor. Il est donc important de choisir une masse qui permette d'obtenir de bons résultats. Un sélectionnent d'une masse trop petite ne donne aucun changement d'amplitude ou de phase, par ailleurs le sélectionnent d'une masse trop grande peut endommager la machine.

La valeur du balourd résiduel admissible U_{adm} peut servir à donner une valeur appropriée de la masse d'essai m_{ess}.

Le balourd résiduel admissible U_{adm} est obtenu en multipliant le balourd spécifique e_{adm} par la masse du rotor M, soit :

$$U_{adm} = e_{adm} \cdot M \qquad (III.1)$$

On trouve le balourd spécifique e_{adm} à l'aide de l'abaque ISO 1940 (**Annexe)** en fonction du degré de qualité d'équilibrage requis et de la vitesse maximale de fonctionnement du rotor.

On choisit la vitesse de fonctionnement (rotation ou service) $N_r = 3000\ RPM$ comme point dans l'axe X et on dépose-le sur la line de classe de rotor G (dans notre cas G 6.3), L'intersection à partir de laquelle on obtient le point e_{adm} dans l'axe Y. On trouve que :

$$e_{adm} = 20\ g \cdot mm/kg$$

Donc :

$$U_{adm} = 24\ g \cdot mm$$

La norme ISO 1940 recommande de choisir une masse d'essai équivalente à 5 à 10 fois la masse équivalente m_r le balourd résiduel admissible U_{adm} . On peut convertir le balourd résiduel U_{adm} en une masse équivalente (appelée aussi une masse résiduelle m_r), Pour obtenir la masse résiduelle m_r nous divisons le balourd résiduel U_{adm} par le rayon de correction R_c, soit la distance entre l'axe de l'arbre et l'emplacement de la masse la masse de correction. Sur de nombreux rotors, le rayon de correction R_c et le rayon R_{ess} de pose de la masse d'essai sont identiques. Par conséquent :

$$R_c = R_{ess}\ et\ \ m_r = \frac{U_{adm}}{R_{ess}} = e_{adm} \cdot \frac{M}{R_{ess}} \ \rightarrow\ m_{ess} = (5\ \text{à}\ 10)m_r \qquad (III.2)$$

$$R_{ess} = 41mm\ \ et\ \ m_r = \frac{U_{adm}}{R_{ess}} = 0.5854g \ \rightarrow\ m_{ess} = (5\ \text{à}\ 10)m_r \qquad (III.3)$$

Avec les unités suivantes :

e_{adm} : (g · mm/kg)

M : (kg)

R_{ess} : (mm)

m_r : (g)

m_{ess} : (g)

Il arrive que la masse d'essai calculée de cette façon soit trop petite. Toutefois, il vaut mieux avoir une masse d'essai trop faible plutôt que de risquer d'endommager le rotor. Avec l'expérience, nous en viendrons à estimer la masse d'essai adéquate.

Après avoir établi l'état initial du rotor sous la forme des valeurs A_{V0} et φ_0, on placer une masse d'essai connue sur le rotor. La masse d'essai a pour effet de modifier l'amplitude et l'angle de phase de la vibration. On obtient alors les mesures suivantes : A_{V1} et φ_1, soit l'amplitude et la phase de la vibration avec la masse d'essai.

On choisit une masse d'essai $m_{ess}=1,6\ g$ selon l'expérience de l'ingénieur et sans calcule, parce que nous connaissons déjà la masse du boulon qui a créé le balourd. La masse d'essai situé à $\varphi_{ess} = 0°$ (le lieu de la masse d'essai est comme un référence d'équilibrage).

Mesure le poids de la masse d'essai, $m_{ess} = 1.6g$.

Fig.III.16. Poids de la masse d'essai.

Analyses spectral (FFT) : A vitesse de fonctionnement de *3122.4 RPM (52.04 Hz)*

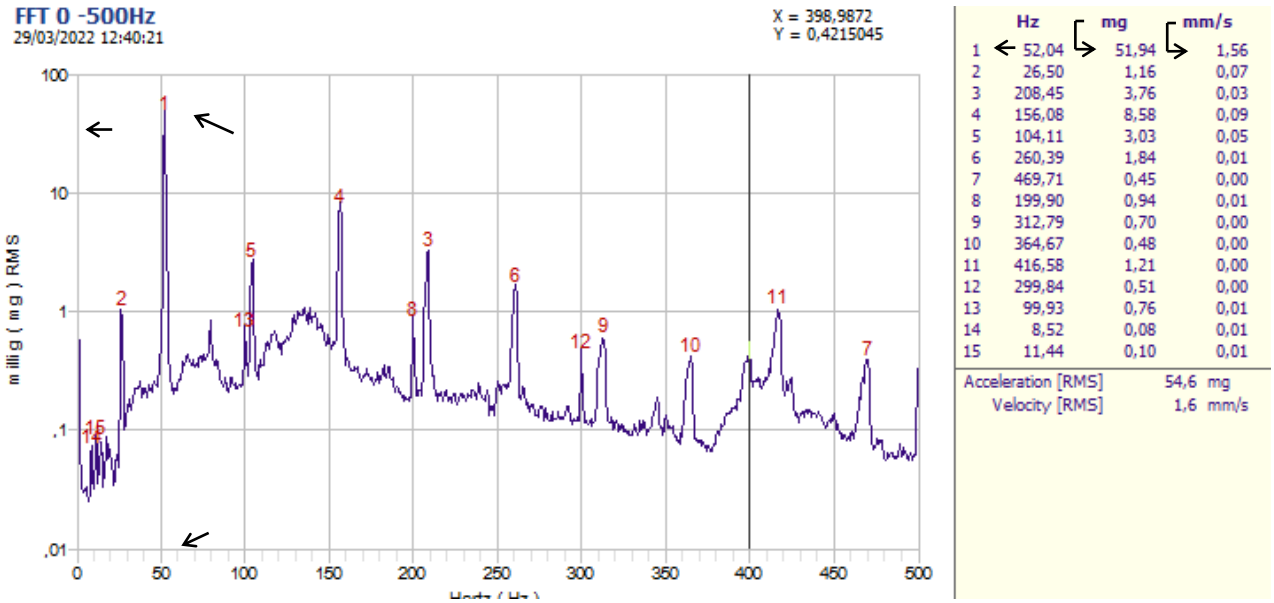


Fig.III.17. Signal FFT d'un capteur accéléromètre position vertical

Le capteur accéléromètre position vertical révèle un problème de balourd signifier par la présence *1X=52.04 Hz (3122.4 RPM)* d'amplitude d'accélération de A_{A1} *=51.94 mg* avec une amplitude de vitesse de la vibration absolue mesurée A_{V1}*= 1,56 mm/s.*

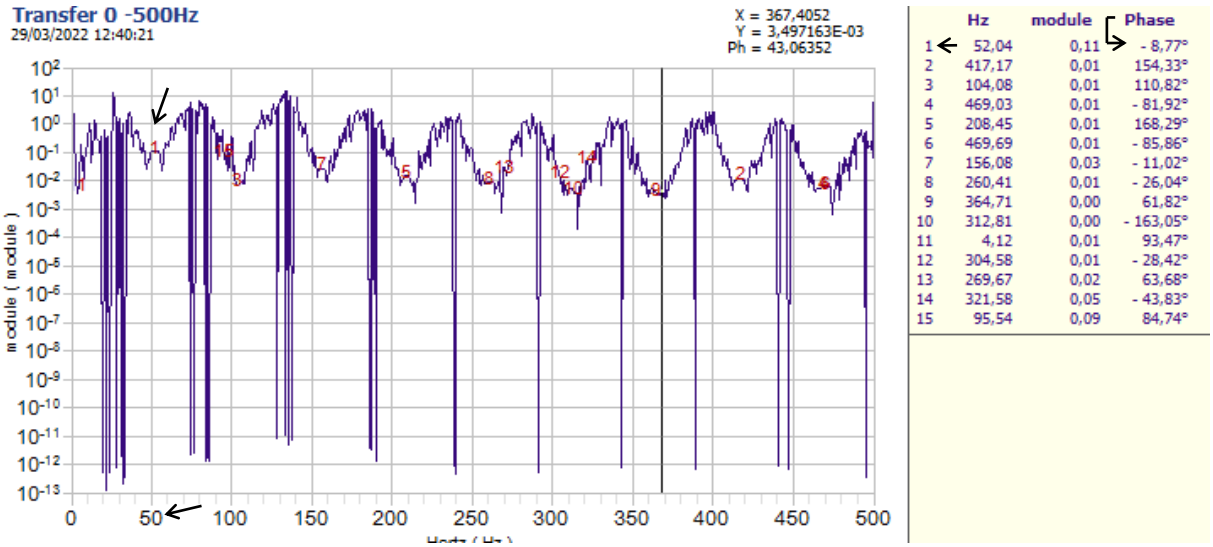


Fig.III.18. Signal indique un balourd résultant avec un phase $\varphi_1 = -8{,}77°$

Donc, le balourd résultant (après avoir ajouté une masse d'essai) est d'amplitude A_{V1}*=1,56 mm/s* avec une phase $\varphi_1 = -8{,}77°$.

III.6.1.3. Lancement 3 : Avec une masse de correction

L'étape suivante consiste à calculer la masse et l'angle de correction requis. Il existe deux méthodes pour trouver ces valeurs : par le tracé d'un diagramme vectoriel ou par le recours à un programme d'équilibrage.

III.6.1.3.1 Par méthode graphique (Diagramme vectoriel)

La méthode par le tracé d'un diagramme vectoriel a l'avantage de visualiser les forces en jeu. Elle peut aussi d'aider à mieux comprendre comment on parvient à réaliser la correction du balourd dans un rotor déséquilibré.

Les mesures sont effectuées :

- $A_{V0} = 4{,}86 mm/s$ et $\varphi 0 = 0{,}20\ °$, soit l'amplitude et l'angle de phase du balourd initial.
- $A_{V1} = 1{,}56\ mm/s$ et $\varphi 1 = -8{,}77\ °$, soit l'amplitude et l'angle de phase du balourd avec la masse d'essai.

On déterminer les valeurs de la masse et de l'angle de correction en représentant d'abord les mesures sous la forme de vecteur. Le diagramme vectoriel des valeurs mesure, montré à la figure III.22, est construit selon la procédure suivante :

1. Traçage de vecteur $\underline{V_0}$ représentant le balourd initial. La longueur de $\underline{V_0}$ est égale à l'amplitude A_{V0} et sa direction est donnée par l'angle de phase φ_0 (figure III.19).

$$\underline{V_0} = A_{V_0}(\cos(\varphi_0) + j\sin(\varphi_0)) = 4.86(\cos(0.2) + j\sin(0.2)) = 4.86 + 0.017j \qquad (III.4)$$

2. Traçage d'autre vecteur $\underline{V_1}$ représentant le balourd résultant (amplitude A_{V1} et angle de phase φ_1) mesuré avec la masse d'essai (Fig.III.19).

$$\underline{V_1} = A_{V1}(\cos(\varphi_1) + j*\sin(\varphi_1)) \qquad (III.5)$$

<u>Application numérique:</u>

$\underline{V_1} = 1{,}56\ (\cos(-8{,}77) + j \times \sin(-8{,}77)) = 1.5418 - 0.2379i$

3. Traçage de vecteur de la pointe de $\underline{V_0}$ à celle de $\underline{V_1}$ en prenant soin de lui donner la direction indiquée (figure III.19). Le nouveau vecteur $\underline{V_e}$ représente la contribution de la masse d'essai seule sur la nouvelle condition de déséquilibre du rotor.

<u>Application numérique:</u>

$\underline{V_e} = \underline{V_1} - \underline{V_0} = (1.5418 - 0.2379i) - (4.8600 + 0.0170i) = -3.3182 - 0.2549i$

$\underline{V_e} = C(1.5418, 0.2379) - B(4.8600, 0.0170)$

Cette information permet de localiser avec précision la position de la masse de déséquilibre à l'origine du balourd initial et de calculer la masse de correction nécessaire pour l'éliminer sinon pour le réduire à une valeur acceptable.

Les valeurs mesurées étant représentées sur le diagramme vectoriel, les calculs, se font comme suit :

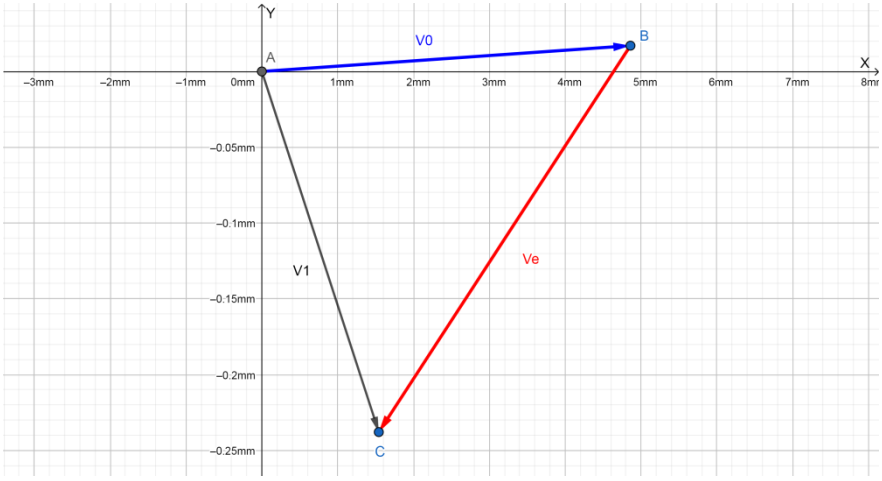


Fig.III.19. Diagramme vectoriel de V_0, V_1 et Ve pour l'unité : 1mm x = 0.05 mm y
[S. Kouidri et K. Ghris]

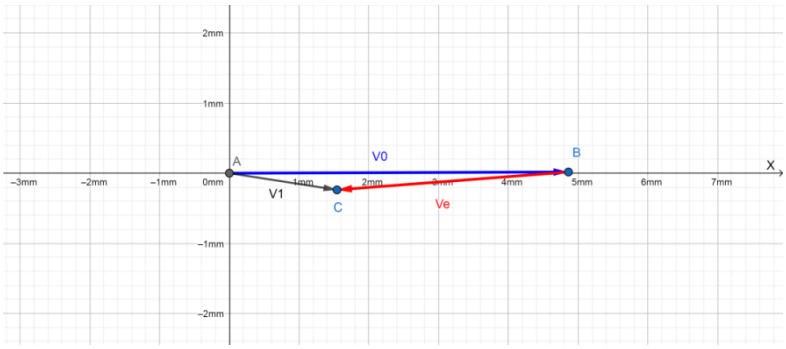


Fig.III.20. Diagramme vectoriel de V_0, V_1 et Ve pour l'unité : 1mm x = 1 mm y
[S. Kouidri et K. Ghris]

1. Traçage de nouveau vecteur $\underline{V_{e'}}$ parallèle au vecteur $\underline{V_e}'$ existant, suivant la même direction mais à partir de l'origine. (Figure III.21).

Application numérique:

$\underline{V_{e'}} = \underline{V_{e'}} = -3.3182 - 0.2549i = E(-3.3182, 0.2549) - A(0, 0)$

2. On reproduirons le vecteur $\underline{V_0}$ de l'autre côté de l'origine mais dans une direction opposée. Le nouveau vecteur appelé $\underline{V_c}$ représente la position et la valeur du balourd nécessaires pour annuler le balourd initial $\underline{V_0}$ et ainsi équilibrer le rotor (figure III.21).

Application numérique:

$\underline{V_c} = -\underline{V_0} = -(4.8600 + 0.0170i) = -4.8600 - 0.0170i$

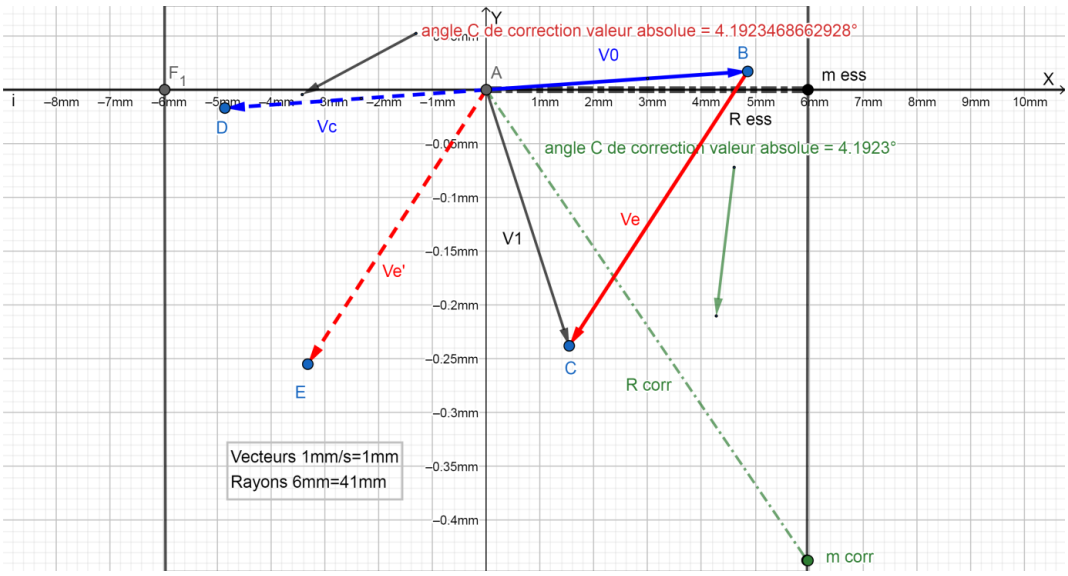


Fig.III.21. Diagramme vectoriel de V_0 , V_1 , Ve , Ve' et Vc pour l'unité : 1 mm x=0,05mm y [S. Kouidri et K. Ghris]

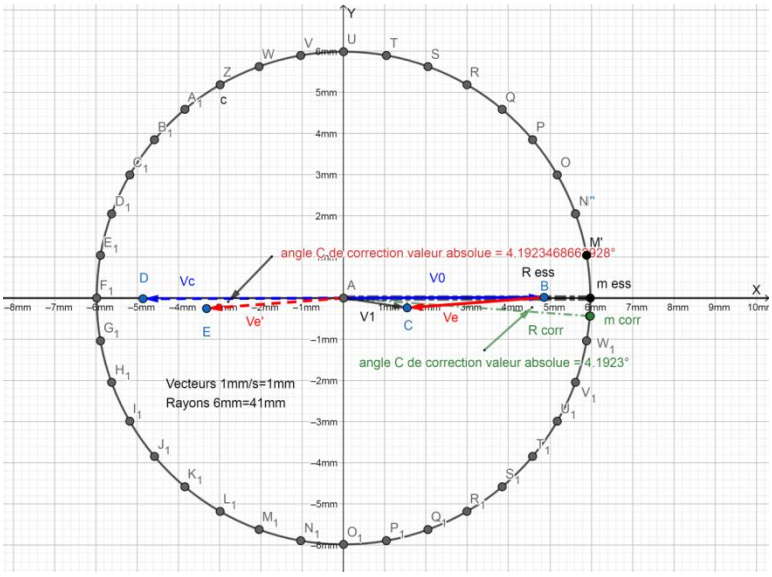


Fig.III.22. Diagramme vectoriel de V0 , V1 , Ve , Ve' et Vc pour l'unité : 1 mm x=1mm y [S. Kouidri et K. Ghris]

Note : les figures III.19 - III.22 crée et disponible sur internet [55]

Connaissant l'effet de la masse d'essai, l'étape suivante consiste à augmenter ou à réduire cette masse de façon à la rendre égale au balourd et au besoin, à la déplacer angulairement jusqu'à ce qu'elle soit diamétralement opposée au balourd. Ce calcul, normalement fait au moyen d'un programme d'équilibrage ou d'un diagramme vectoriel, on donne la valeur m_c de la masse de correction et l'angle de correction c :

$$m_c = m_{ess} \frac{V_0}{V_{e'}} = 2.33\ g \qquad (III.6)$$

$$\varphi_c = \varphi_{vc} - \varphi_{ve'} = -4.19\ ° \qquad (III.7)$$

On place la masse de correction à la position indiquée par l'angle de correction. Un angle de correction positif indique que l'angle doit être mesuré dans le sens de la rotation. Pour un angle de correction négatif, l'angle doit être mesuré dans le sens inverse de la rotation. La masse de correction doit être montée au même rayon que la masse d'essai.

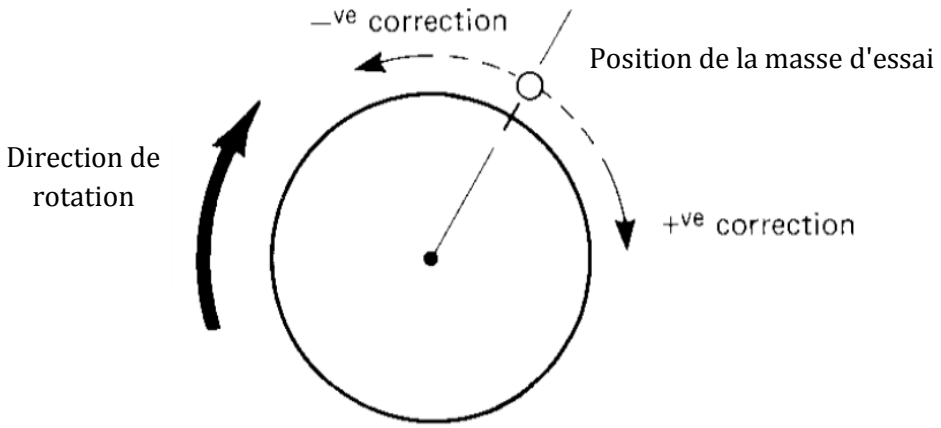


Fig.III.23. Détermination de la position de la masse de correction [28]

III.6.1.3.2 Par méthode numérique (Un logiciel)

Maintenant, nous allons montrer les résultats d'équilibrage à l'aide d'un logiciel de calcule d'équilibrage.

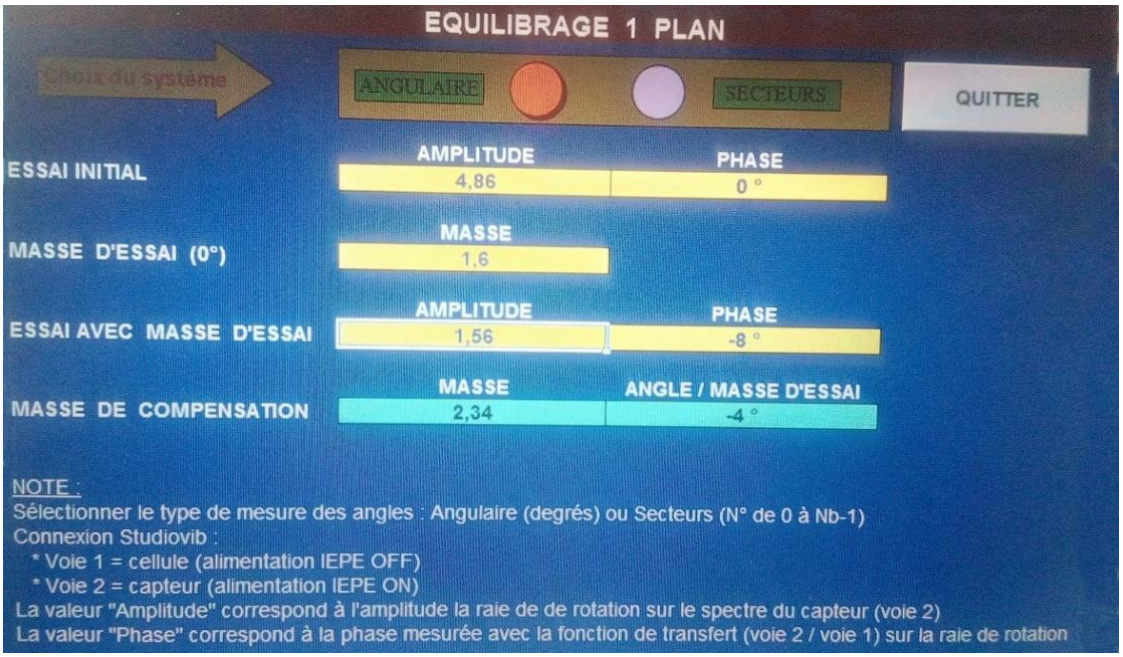


Fig.III.24. Interface de logiciel d'équilibrage

On déplacer la masse d'essai et placer une masse de correction $m_c = 2{,}4\ g$ a situé à $\varphi_c = -4°$.

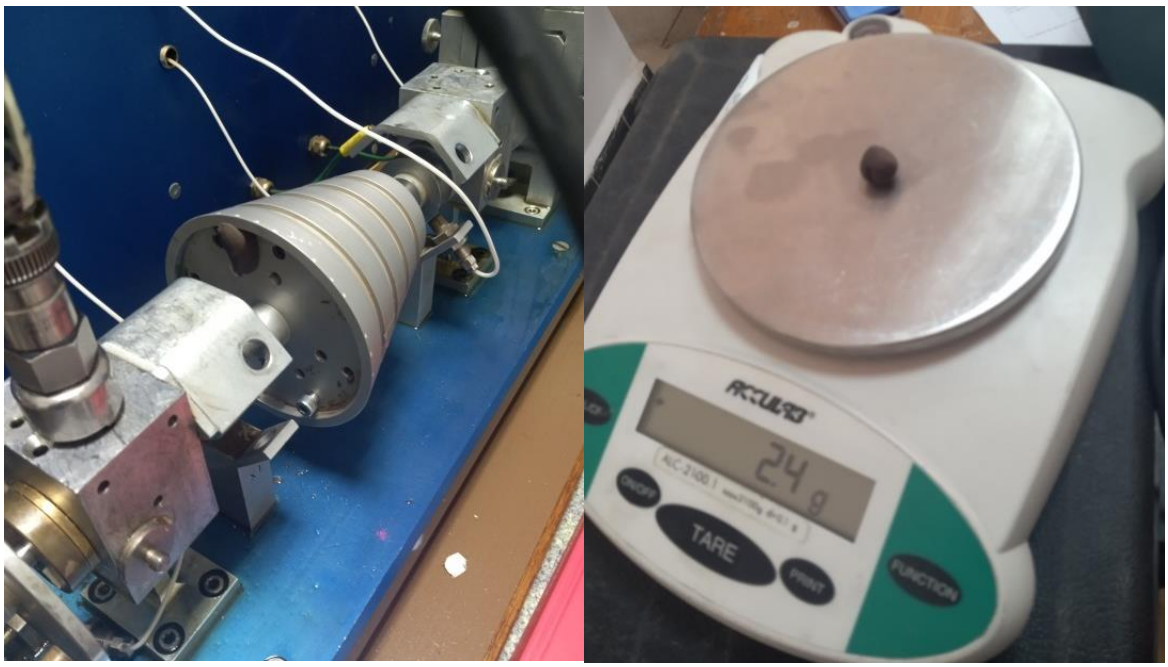


Fig.III.25. Poids et positionnement de la masse de correction.

III.6.2. Résultat final (Vibration résiduelle)

Il reste maintenant de poser la masse de correction à l'endroit approprié sur le rotor et à mesurer de nouveau l'amplitude de la vibration. Si la vibration résiduelle ne se trouve pas en deçà d'un seuil acceptable, on reprendre le cycle d'équilibrage.

Analyses spectral (FFT) : A vitesse de fonctionnement de *3024 RPM (50.40 Hz)*

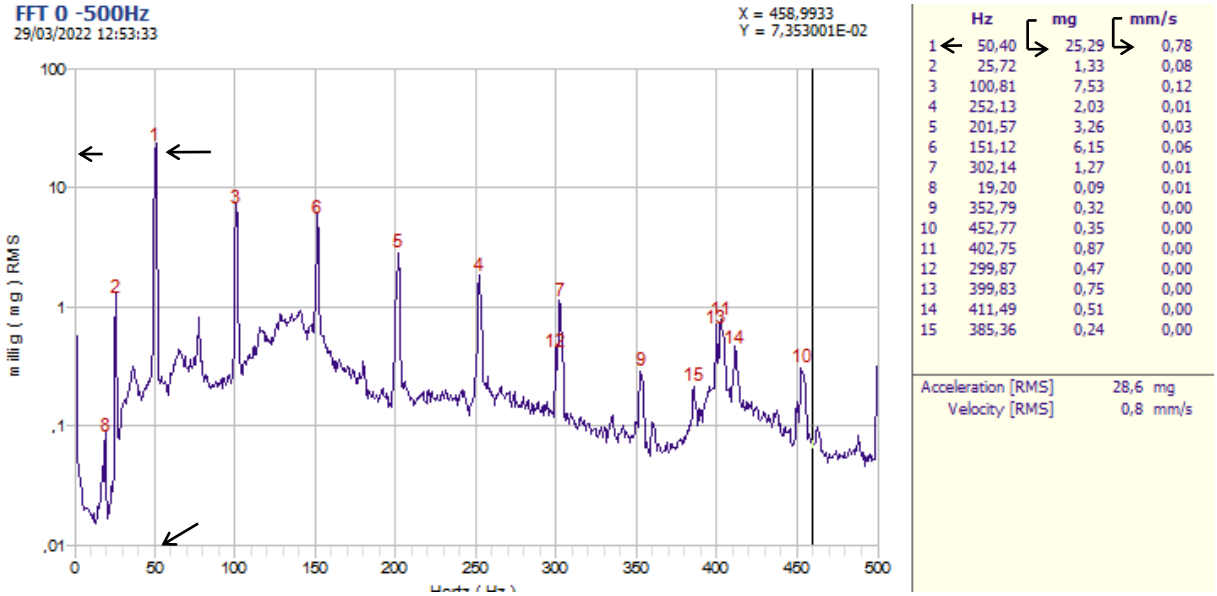


Fig.III.26. Signale FFT après l'équilibrage d'amplitude d'accélération.

L'équilibrage d'amplitude d'accélération de $A_{A2} = 25.29\ mg$ avec une amplitude de vitesse de la vibration absolue mesurée $A_{V2} = 0,78\ mm/s$.

III.6.3. Rayon de correction

Il est parfois impossible de monter la masse de correction au même rayon que la masse d'essai, en raison de la structure du rotor (figure III.27).

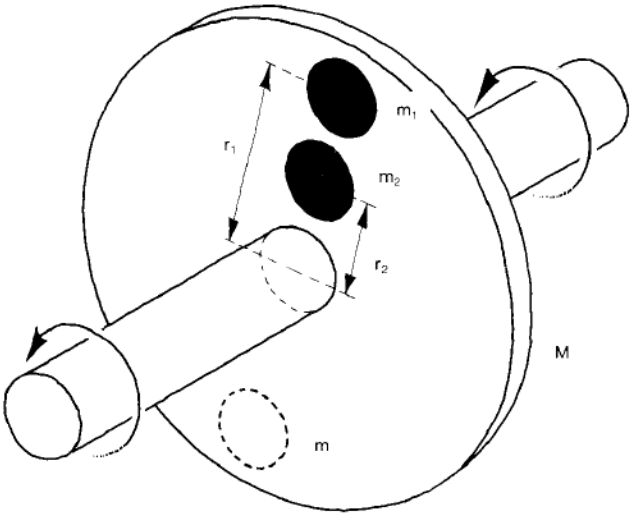


Fig.III.27. Montage de la masse de correction à un rayon différent du rayon de montage de la masse d'essai [28]

Dans ce cas, pour corriger le déséquilibre, on utilise la relation suivante :

$$\vec{e} = \frac{m\vec{r}}{M} \qquad (III.8)$$

D'au :

$\vec{e}$ = Balourd spécifique ;
m = Masse résiduelle (masse équivalent) ;
$\vec{e}$ = Rayon de la masse de correction ;
M = Masse de rotor.

On peut écrire aussi :

$$\vec{e}M = m\vec{r} \qquad (III.9)$$

Donc :

$$\vec{e}M = m\vec{r} = m_1\overrightarrow{r_1} = m_2\overrightarrow{r_2} = \ ... \qquad (III.10)$$

Donc, si le rayon, r_2, auquel la masse de correction doit être montée, est différent du rayon, r_1, auquel la masse d'essai était montée, il suffit de changer la valeur de la masse de correction, m_2, pour que le produit $(m)(r)$ reste constant, c'est-à-dire de manière à ce que :

$$m_2\overrightarrow{r_2} = m_1\overrightarrow{r_1} \qquad (III.11)$$

III.6.4. Interprétation

Avant l'équilibrage, le balourd donne une amplitude d'accélération $A_{A0} = 160.34\ mg$. Avec une amplitude de vitesse de la vibration absolue mesurée $A_{V0} = 4{,}86 mm/s$. Maintenant, la valeur de vibration après l'équilibrage est d'amplitude d'accélération de $A_{A2} = 25.29\ mg$ avec une amplitude de vitesse de la vibration absolue mesurée $A_{V2} = 0{,}78\ mm/s$ au niveau moyen de vibration admissible, donc la procédure d'équilibrage est effective.

III.6.5. Comparaison entre les programmes de calcule

Nous avons créé un programme sous MATLAB (**Annexe**) qui permet d'effectuer une opération d'équilibrage plan 1 pour rotor class 1 et 2, qui :

- Estime une gamme pour sélectionner une masse d'essai

- Calcule la masse de correction

- Calcule l'angle de la masse de correction

- En plus, donner une possibilité de choisir un nouveau rayon pour la masse de correction.

Le tableau ci-dessous présente une comparaison des résultats de la masse de correction entre un logiciel et le programme MATLAB pour les mêmes donnes :

Tab.III.1. Comparaison les résultats de la masse de correction entre un logiciel et le un programme sur MATLAB.

		Amplitude (mm/s)	**Phase (°)**
Essai initial	Logiciel	4.86	0°
	Programme MATLAB	4.86	0°
		Masse (g)	
Masse d'essai (0°)	Logiciel	1.6	
	Programme MATLAB	1.6	
		Amplitude (mm/s)	**Phase (°)**
Essai avec masse d'essai	Logiciel	1.56	- 8
	Programme MATLAB	1.56	- 8
		Masse (g)	**Angle de masse d'essai (°)**
Masse de correction	Logiciel	2.34	- 4
	Programme MATLAB	2.3404	- 3.7469

III.7. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le kit simulateur avec ses organes .et logiciel de traitement et visualisation les signaux de chaque essai. Nous avons également présenté les principes de la réparation et les techniques d'équilibrage parmi eux l'insertion d'une masse d'essai pour trouver la masse de correction.

Ensuite, nous avons appliqué avec succès cette technique d'équilibrage pour l'équilibrage du rotor du kit simulateur. Les résultats des essais obtenus ont montré que cette stratégie d'équilibrage permet de bien réinitialiser l'état d'équilibre du moteur.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Dans ce travail, nous avons étudié par simulation à partir un kit simulateur, l'analyse vibratoire moteur asynchrone. Pour atteindre ce but, nous avons présenté au début le préambule général, la méthodologie et les idées principales de ce travail, ses principes ainsi que les différentes stratégies de maintenance.

Plus précisément, le travail réalisé dans le cadre de ce mémoire présente une étude d'analyse vibratoire et une tentative d'équilibrage d'un cas de balourd du moteur asynchrone. En effet, on a présenté les techniques et la philosophie d'identification des défauts et leurs solutions de maintenance sur un MAS.

Notons que l'analyse vibratoire ne concerne pas seulement aux défauts mécaniques elles concernent aussi avec les défauts électriques, et chacun défaut à leur méthodes de reconnaissances et leur techniques de réparations.

Nous avons commencé dans le premier chapitre par présentation de la machine asynchrone comprend tous les organes que ça soit électriques ou bien mécaniques. Cette étape permet de mieux comprendre le matériel, aussi cette étape nous a également permis de nous préparer efficacement le terrain pour les techniques de maintenance à mettre en œuvre.

Ensuite, afin de situer le problème des défaillances des machines électriques, ce chapitre est consacré aux l'analyse vibratoire des multiples natures des failles dans lesquelles se situe notre travail. Nous avons présenté aussi aux capteurs leur contexte, leurs types, leurs caractéristiques et leurs principes de fonctionnement afin de témoigner de ces occurrences sur les machines.

Dans le troisième chapitre, nous avons abordé l'objectif des principes d'équilibrage, ainsi que les différentes approches de correction des déséquilibres et leur application aux moteurs asynchrones. Nous avons réalisé avec succès un test de simulation sur le kit de simulation afin de valider la théorie de l'équilibrage étudiée.

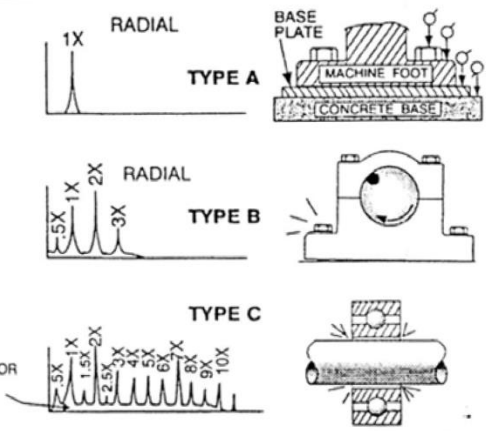
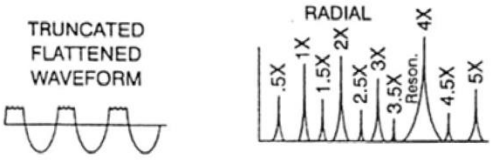
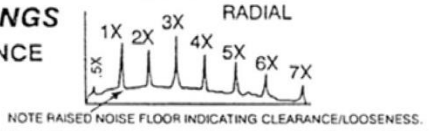
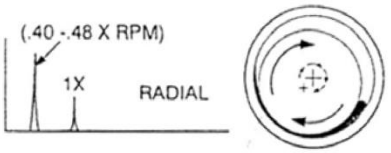
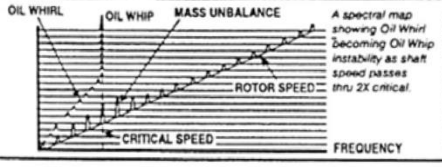
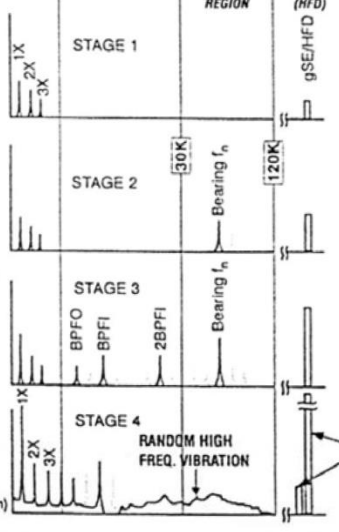
Nous avons pu conclure, sur la base des résultats de ce projet, que la performance de l'équilibrage d'un balourd des machines tournantes doit être ajustée efficacement afin de produire de meilleurs résultats.

Finalement, nous proposons comme perspectives du présent travail, une comparaison expérimentale -sur un moteur asynchrone- d'un capteur d'accélération fait maison avec un capteur d'accélération préfabriqué par des entreprises de premier plan pour trouver les coefficients de correction des niveaux de signal. Afin d'utiliser le logiciel d'accompagnement de celui-ci. Parce que ce sont des programmes pour les entreprises avec plus de 30 ans d'expérience dans le domaine de la fabrication des capteurs et l'analyse des vibrations.

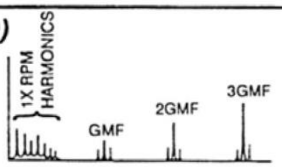
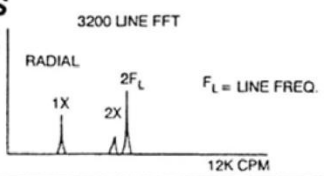
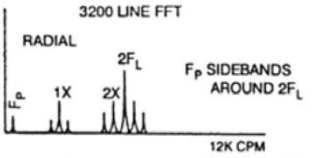
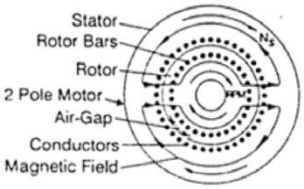
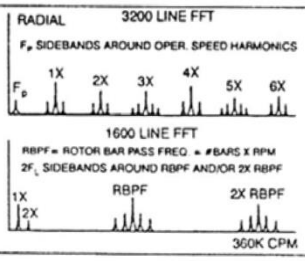
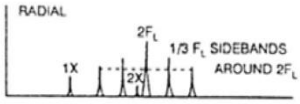
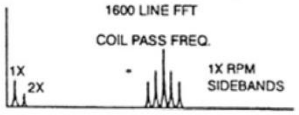
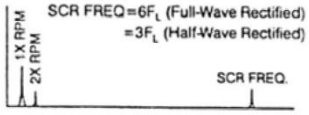
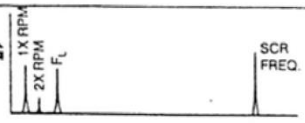
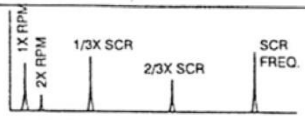
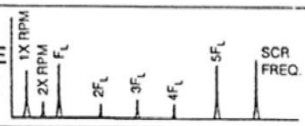
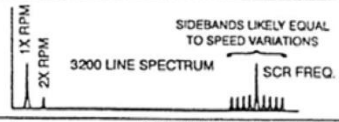
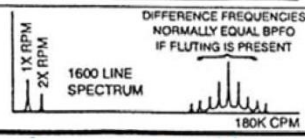
ANNEXES

Annexe EN : Illustrated Vibration Diagnostic Chart

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	PHASE RELATIONSHIP	REMARKS
MASS UNBALANCE A. FORCE UNBALANCE	1X RADIAL		Force Unbalance will be in-phase and steady. Amplitude due to unbalance will increase by the square of speed below first rotor critical (a 3X speed increase = 9X higher vibration). 1X RPM always present and normally dominates spectrum. Can be corrected by placement of only one balance correction weight in one plane at Rotor center of gravity (CG). Approx. 0° phase difference should exist between OB & IB horizontals, as well as between OB & IB verticals. Also, approx. 90° phase difference between horizontal & vertical readings usually occurs on each bearing of unbalanced rotor (±30°).
B. COUPLE UNBALANCE	1X RADIAL		Couple Unbalance results in 180° out-of-phase motion on same shaft. 1X RPM always present and normally dominates spectrum. Amplitude varies with square of increasing speed below first rotor critical speed. May cause high axial vibration as well as radial. Correction requires placement of balance weights in at least 2 planes. Note that approx. 180° phase difference should exist between OB & IB horizontals, as well as between OB & IB verticals. Also, approx. a 90° difference between the horizontal & vertical phase readings on each bearing usually occurs (±30°)
C. DYNAMIC UNBALANCE	1X RADIAL		Dynamic Unbalance is the dominant type of unbalance found and is a combination of both force and couple unbalance. 1X RPM dominates the spectrum, and truly requires 2 plane correction. Here, the radial phase difference between outboard and inboard bearings can range anywhere from 0° to 180°. However, the horizontal phase difference should closely match the vertical phase difference, when comparing outboard and inboard bearing measurements (±30°). Secondarily, if unbalance predominates, roughly a 90° phase difference usually results between the horizontal and vertical readings on each bearing (±40°).
D. OVERHUNG ROTOR UNBALANCE	1X AXIAL & RADIAL		Overhung Rotor Unbalance causes high 1X RPM in both Axial and Radial directions. Axial readings tend to be in-phase whereas radial phase readings might be unsteady. However, the horizontal phase differences will usually match the vertical phase differences on the unbalanced rotor (±30°). Overhung rotors have both force and couple unbalance, each of which will likely require correction. Thus, correction weights will most always have to be placed in 2 planes to counteract both force and couple unbalance.
ECCENTRIC ROTOR	1X FAN, 1X MOTOR, RADIAL	H, V, e, Fan, Motor	Eccentricity occurs when center of rotation is offset from geometric centerline of a pulley, gear, bearing, motor armature, etc. Largest vibration occurs at 1X RPM of eccentric component in a direction thru centerlines of the two rotors. Comparative horizontal and vertical phase readings usually differ either by 0° or by 180° (each of which indicate straight-line motion). Attempts to balance eccentric rotors often result in reducing vibration in one radial direction, but increasing it in the other radial direction (depending on amount of eccentricity).
BENT SHAFT	1X, AXIAL, 2X		Bent shaft problems cause high axial vibration with axial phase differences tending towards 180° on the same machine component. Dominant vibration normally occurs at 1X if bent near shaft center, but at 2X if bent near the coupling. (Be careful to account for transducer orientation for each axial measurement if you reverse probe direction.) Use dial indicators to confirm bent shaft.
MISALIGNMENT A. ANGULAR MISALIGNMENT	AXIAL, 1X 2X, 3X		Angular Misalignment is characterized by high axial vibration, 180° out-of-phase across the coupling. Typically will have high axial vibration with both 1X and 2X RPM. However, not unusual for either 1X, 2X or 3X to dominate. These symptoms may also indicate coupling problems as well. Severe angular misalignment may excite many 1X RPM harmonics. Unlike Mechanical Looseness Type 3, these multiple harmonics do not typically have a raised noise floor on the spectra.
B. PARALLEL MISALIGNMENT	1X 2X, RADIAL, 3X		Offset Misalignment has similar vibration symptoms to Angular, but shows high radial vibration which approaches 180° out-of-phase across coupling. 2X often larger than 1X, but its height relative to 1X is often dictated by coupling type and construction. When either Angular or Radial Misalignment becomes severe, they can generate either high amplitude peaks at much higher harmonics (4X-8X), or even a whole series of high frequency harmonics similar in appearance to mechanical looseness. Coupling type and material will often greatly influence the entire spectrum when misalignment is severe. Does not typically have raised noise floor.
C. MISALIGNED BEARING COCKED ON SHAFT	2X, 1X, AXIAL, 3X	PHASE 1 2:00, 2 5:00, 3 8:00, 4 11:00	Cocked Bearing will generate considerable axial vibration. Will cause Twisting Motion with approximately 180° phase shift top to bottom and/or side to side as measured in axial direction on same bearing housing. Attempts to align coupling or balance the rotor will not alleviate problem. Bearing usually must be removed and correctly installed.
RESONANCE	Amplitude, Phase, 90°, 180°	1st Critical, 2nd Critical	Resonance occurs when a Forcing Frequency coincides with a System Natural Frequency, and can cause dramatic amplitude amplification, which might result in premature, or even catastrophic failure. This may be a natural frequency of the rotor, but can often originate from support frame, foundation, gearbox or even drive belts. If a rotor is at or near resonance, it can be almost impossible to balance due to the great phase shift it experiences (90° at resonance; nearly 180° when passes thru). Often requires changing natural frequency to a higher or lower frequency. Natural Frequencies do not generally change with a change in speed which helps facilitate their identification (unless on a large plain bearing machine or on a rotor which has significant overhang).

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	PHASE RELATIONSHIP	REMARKS
MECHANICAL LOOSENESS		Mechanical Looseness is indicated by either Type A, B or C vibration spectra. *Type A* is caused by Structural looseness/weakness of machine feet, baseplate or foundation; also by deteriorated grouting, loose hold-down bolts at the base; and distortion of the frame or base (i.e., soft foot). Phase analysis may reveal approx. 90° to 180° phase difference between vertical measurements on bolt, machine foot, baseplate or base itself. *Type B* is generally caused by loose pillowblock bolts, cracks in frame structure or in bearing pedestal. *Type C* is normally generated by improper fit between component parts which will cause many harmonics due to nonlinear response of loose parts to dynamic forces from rotor. Causes a truncation of time waveform and a raised noise floor in the spectrum. Type C is often caused by a bearing liner loose in its cap, a bearing loose and turning on its shaft, excessive clearance in either a sleeve or rolling element bearing, a loose impeller on a shaft, etc. Type C Phase is often unstable and may vary widely from one measurement to next, particularly if rotor shifts position on shaft from one startup to next. Mechanical Looseness is often highly directional and may cause very different readings when comparing levels at 30° increments in radial direction all the way around one bearing housing. Also, note that looseness will often cause subharmonic multiples at exactly 1/2 or 1/3X RPM (.5X, 1.5X, 2.5X, etc.).
ROTOR RUB	TRUNCATED FLATTENED WAVEFORM 	Rotor Rub produces similar spectra to Mechanical Looseness when rotating parts contact stationary components. Rub may be either partial or throughout the entire shaft revolution. Usually generates a series of frequencies, often exciting one or more resonances. Often excites integer fraction subharmonics of running speed (1/2, 1/3, 1/4, 1/5,...1/n), depending on location of rotor natural frequencies. Rotor rub can excite many high frequencies (similar to wide-band noise when chalk is drug along a blackboard). It can be very serious and of short duration if caused by shaft contacting bearing babbitt. A full annular rub throughout an entire shaft revolution can induce "reverse precession" with the rotor whirling at critical speed in a direction opposite shaft rotation (inherently unstable which can lead to catastrophic failure).
JOURNAL BEARINGS A. WEAR/CLEARANCE PROBLEMS		Latter stages of journal bearing wear are normally evidenced by presence of whole series of running speed harmonics (up to 10 or 20). Wiped journal bearings often will allow high vertical amplitudes compared to horizontal, but, may show only one pronounced peak at 1X RPM. Journal bearings with excessive clearance may allow a minor unbalance and/or misalignment to cause high vibration which would be much lower if bearing clearances were set to spec.
B. OIL WHIRL INSTABILITY		Oil Whirl instability occurs at .40 - .48X RPM and is often quite severe. Considered excessive when amplitude exceeds 40% of bearing clearances. Oil Whirl is an oil film excited vibration where deviations in normal operating conditions (attitude angle and eccentricity ratio) cause oil wedge to "push" shaft around within bearing. Destabilizing force in direction of rotation results in a whirl (or forwards precession). Oil Whirl is unstable since it increases centrifugal forces which increase whirl forces. Can cause oil to no longer support shaft and can become unstable when whirl frequency coincides with a rotor natural frequency. Changes in oil viscosity, lube pressure and external preloads can affect oil whirl.
C. OIL WHIP INSTABILITY	 *A spectral map showing Oil Whirl becoming Oil Whip instability as shaft speed passes thru 2X critical.*	Oil Whip may occur if machine operated at or above 2X rotor critical frequency. When rotor brought up to twice critical speed, whirl will be very close to rotor critical and may cause excessive vibration that oil film may no longer be capable of supporting. Whirl speed will actually "lock onto" rotor critical and this peak will not pass through it even if machine is brought to higher and higher speeds. Produces a lateral forward precessional subharmonic vibration at rotor critical frequency. Inherently unstable which can lead to catastrophic failure.
ROLLING ELEMENT BEARINGS *(4 Failure Stages)*	DOMINANT FAILURE SCENARIO ZONE A ZONE B BEARING DEFFECT FREQ. REGION ZONE C BEARING COMPON. NATURAL FREQ. REGION ZONE D SPIKE ENERGY (HFD) f_n = Natural Frequencies of Installed Bearing Components and Support Structure  BEARING DEFECT FREQUENCIES: $BPFI = \frac{N_b}{2}\left(1+\frac{B_d}{P_d}\cos\theta\right) \times RPM$ $BPFO = \frac{N_b}{2}\left(1-\frac{B_d}{P_d}\cos\theta\right) \times RPM$ $BSF = \frac{P_d}{2B_d}\left[1-\left(\frac{B_d}{P_d}\right)^2(\cos\theta)^2\right] \times RPM$ $FTF = \frac{1}{2}\left(1-\frac{B_d}{P_d}\cos\theta\right) \times RPM$ Where: BPFI = Inner Race Frequency BPFO = Outer Race Frequency BSF = Ball Spin Frequency FTF = Fund. Train (Cage) Freq. N_b = Number of Balls or Rollers B_d = Ball/Roller Diameter (in or mm) P_d = Bearing Pitch Diameter (in or mm) θ = Contact Angle (degrees)	***4 ROLLING ELEMENT BEARING FAILURE STAGES*** ***STAGE 1:*** Earliest indications of bearing problems appear in ultrasonic frequencies ranging from about 250,000 - 350,000 Hz; later, as wear increases, usually drops to approximately 20,000 - 60,000 Hz (1,200,000 - 3,600,000 CPM). These are frequencies evaluated by Spike Energy (gSE), HFD(g) and Shock Pulse (dB). For example, spike energy may first appear at about .25 gSE in Stage 1 (actual value depending on measurement location and machine speed). Acquiring high frequency enveloped spectra confirms whether or not bearing is in Failure Stage 1. ***STAGE 2:*** Slight bearing defects begin to "ring" bearing component natural frequencies (f_n) which predominantly occur in 30K - 120K CPM range. Such natural frequencies may also be resonances of bearing support structures. Sideband frequencies appear above and below natural frequency peak at end of Stage 2. Overall spike energy grows (for example, from .25 to .50 gSE). ***STAGE 3:*** Bearing defect frequencies and harmonics appear. When wear progresses, more defect frequency harmonics appear and number of sidebands grow, both around these and bearing component natural frequencies. Overall spike energy continues to increase (for example, from .5 to over 1 gSE). Wear is now usually visible and may extend throughout periphery of bearing, particularly when many well formed sidebands accompany bearing defect frequency harmonics. High frequency demodulated and enveloped spectra help confirm Stage III. ***Replace bearings now! (independent of bearing defect frequency amplitudes in vibration spectra).*** ***STAGE 4:*** Towards the end, amplitude of 1X RPM is even effected. It grows, and normally causes growth of many running speed harmonics. Discrete bearing defect and component natural frequencies actually begin to "disappear" and are replaced by random, broadband high frequency "noise floor". In addition, amplitudes of both high frequency noise floor and spike energy may in fact decrease; but just prior to failure, spike energy and HFD will usually grow to excessive amplitudes.

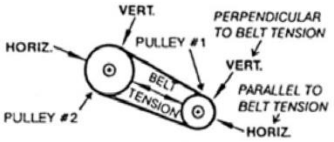
PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	REMARKS
HYDRAULIC AND AERODYNAMIC FORCES A. BLADE PASS & VANE PASS	BPF = # BLADES X RPM 1X, 2X, BPF, 2BPF, 1X RPM SIDEBANDS.	Blade Pass Frequency (BPF) = No. of Blades (or Vanes) X RPM. This frequency is inherent in pumps, fans and compressors, and normally does not present a problem. However, large amplitude BPF (and harmonics) can be generated in pump if gap between rotating vanes and stationary diffusers is not equal all the way around. Also, BPF (or harmonic) sometimes can coincide with a system natural frequency causing high vibration. High BPF can be generated if impeller wear ring seizes on shaft, or if welds fastening diffuser vanes fail. Also, high BPF can be caused by abrupt bends in pipe (or duct), obstructions which disturb flow, damper settings or if pump or fan rotor is positioned eccentrically within housing.
B. FLOW TURBULENCE	RANDOM VIBRATION, 1X, BPF *BPF = BLADE OR VANE PASS FREQUENCY.*	Flow Turbulence often occurs in blowers due to variations in pressure or velocity of the air passing thru the fan or connected ductwork. This flow disruption causes turbulence which will generate random, low frequency vibration, typically in the range of 50 to 2000 CPM. If surging occurs within a compressor, random broadband high frequency vibration can occur. Excessive turbulence can also excite broadband high frequency.
C. CAVITATION	RANDOM HIGH FREQ. VIBRATION 1X, BPF, 120K CPM	Cavitation normally generates random, higher frequency broadband energy which is sometimes superimposed with blade pass frequency harmonics. Normally indicates insufficient suction pressure (starvation). Cavitation can be quite destructive to pump internals if left uncorrected. It can particularly erode impeller vanes. When present, it often sounds as if "gravel" is passing thru pump. Cavitation is usually caused by insufficient inlet flow. Can occur during one survey, and be absent the next survey (if changes in suction valve settings are made).
GEARS A. NORMAL SPECTRUM	$GMF = \#T_G \times RPM_G = \#T_P \times RPM_P$ 1X GEAR, 1X PINION, GMF, 2GMF, 3GMF, 3.25X GMF	Normal Spectrum shows Gear & Pinion Speeds, along with Gear Mesh Frequency (GMF) and very small GMF harmonics. GMF harmonics commonly will have running speed sidebands around them. All peaks are of low amplitude, and no natural frequencies of gears are excited. F_{MAX} recomended at 3.25X GMF (minimum) when # teeth are known. If tooth count is not known, set F_{MAX} at 200X RPM on each shaft.
B. TOOTH WEAR	51T, 26T GEAR NATURAL FREQUENCY, 1X GEAR, 1X PINION, Gear f_n, GMF, 2GMF, 3GMF, 3.25X GMF	Key indicator of Tooth Wear is excitation of Gear Natural Frequency (f_n), along with sidebands around it spaced at the running speed of the bad gear. Gear Mesh Frequency (GMF) may or may not change in amplitude, although high amplitude sidebands and number of sidebands surrounding GMF usually occur when wear is noticeable. Sidebands may be better wear indicator than GMF frequencies themselves. Also, high amplitudes commonly occur at either 2XGMF or at 3XGMF (esp. 3XGMF), even when GMF amplitude is acceptable.
C. TOOTH LOAD	1X GEAR, 1X PINION, GMF, 2GMF, 3GMF, 3.25X GMF	Gear Mesh Frequencies are often very sensitive to load. High GMF amplitudes do not necessarily indicate a problem, particularly if sideband frequencies remain low level, and no gear natural frequencies are excited. Each Analysis should be performed with system at maximum operating load for meaningful spectral comparisons.
D. GEAR ECCENTRICITY AND BACKLASH	1X GEAR, 1X PINION, Gear f_n, GMF, 2GMF, 3GMF, 3.25X GMF	Fairly high amplitude sidebands around GMF harmonics often suggest gear eccentricity, backlash, or non-parallel shafts which allow the rotation of one gear to "modulate" either the GMF amplitude or the running speed of the other gear. The gear with the problem is indicated by the spacing of the sideband frequencies.Also, 1X RPM level of eccentric gear will normally be high if eccentricity is the dominant problem. Improper backlash normally excites GMF harmonics and Gear Natural Frequency, both of which will be sidebanded at 1X RPM. GMF amplitudes will often decrease with increasing load if backlash is the problem.
E. GEAR MISALIGNMENT	1X GEAR, 1X PINION, 2X GEAR, GMF, 2GMF, 3GMF, 3.25X GMF	Gear Misalignment almost always excites second order or higher GMF harmonics which are sidebanded at running speed. Often will show only small amplitude 1X GMF, but much higher levels at 2X or 3X GMF. Important to set F_{MAX} high enough to capture at least 3 GMF harmonics. Also, sidebands around 2XGMF will often be spaced at 2X RPM. Note that sideband amplitudes often are not equal on left and right side of GMF and GMF harmonics due to the tooth misalignment. Causes uneven wear pattern.
F. CRACKED/BROKEN TOOTH	1X GEAR RPM, GEAR f_n, TIME WAVEFORM $\Delta = \frac{1}{RPM}$ OF GEAR WITH BROKEN OR CRACKED TOOTH	A Cracked or Broken Tooth will generate a high amplitude at 1X RPM of this gear only in the time waveform, plus it will excite gear natural frequency (f_n) sidebanded at its running speed. It is best detected in Time Waveform which will show a pronounced spike every time the problem tooth tries to mesh with teeth on the mating gear. Time between impacts (Δ) will correspond to 1/RPM of gear with the problem. Amplitudes of Impact Spikes in Time Waveform often will be 10X to 20X higher than that at 1X RPM in the FFT !
G. GEAR ASSEMBLY PHASE PROBLEMS	$GAPF = \frac{GMF}{N_A}$ 600 RPM, 25T = T_G, 15T = T_P, 1000 RPM, 25T = 5X5, 15T = 5X3, N_A = 5 $GAPF = \frac{GMF}{N_A} = \frac{15{,}000}{5}$ GAPF = 3000 CPM = 0.20X GMF (FRACTIONAL GMF) 1X GEAR, 1X PINION, 3000 GAPF, 6000 2GAPF, 9000 3GAPF, 12,000 4GAPF, 15,000CPM GMF	Gear Assembly Phase Freq. (GAPF) can result in Fractional Gear Mesh Frequencies (if $N_A > 1$). It literally means (T_G/N_A) gear teeth will contact (T_P/N_A) pinion teeth and will generate N_A wear patterns, where N_A in a given tooth combination equals the product of prime factors common to the number of teeth on the gear and pinion (N_A = Assembly Phase Factor). GAPF (or harmonics) can show up right from the beginning if there were manufacturing problems. Also, its sudden appearance in a periodic survey spectrum can indicate damage if contaminate particles pass through the mesh, resulting in damage to the teeth in mesh at the time of ingestion just as they enter and leave meshing or that gears have been reoriented.
H. HUNTING TOOTH PROBLEMS	$f_{HT} = \frac{(GMF)(N_A)}{(T_{GEAR})(T_{PINION})}$ DRIVER 1000 RPM, DRIVEN 857 RPM 6=1X2X3, 7=1X7, N_A=1 $f_{HT} = \frac{(6X\ 1000)(1)}{(6)(7)} = \frac{1000}{7}$ = 143 CPM (One Pulse Per 7 Pinion Revolutions) 143, 286, 1000, 1X RPM, f_{HT} SIDEBANDS, GMF N_A = 1 is the ideal assembly phase factor in gear design	Hunting Tooth Frequency (f_{HT}) occurs when faults are present on both the gear and pinion which might have occurred during the manufacturing process, due to mishandling, or in the field. It can cause quite high vibration, but since it occurs at low frequencies predominately less than 600 CPM, it is often missed. A gear set with this tooth repeat problem normally emits a "growling" sound from the drive. The maximum effect occurs when the faulty pinion and gear teeth both enter mesh at the same time (on some drives, this may occur only 1 of every 10 to 20 revolutions, depending on the f_{HT} formula). Note that T_{GEAR} and T_{PINION} refer to number of teeth on the gear and pinion, respectively. N_A is the Assembly Phase Factor defined above. Will often modulate both GMF and Gear RPM peaks.

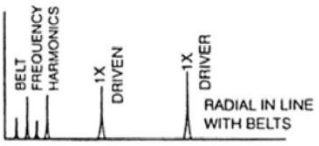
PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	REMARKS
GEARS (CONTINUED)		
I. LOOSE BEARING FIT		Excessive Clearance of bearings supporting the gears can not only excite many running speed harmonics, but will often cause high amplitude response at GMF, 2GMF and/or 3GMF. These high GMF amplitudes are actually a response to, and not the cause of, looseness within the bearings supporting the gearing. Such excessive clearance can be caused either by extensive bearing wear or by improper bearing fit onto the journal during installation. Left uncorrected, it can cause excessive gear wear and damage to other components.
AC INDUCTION MOTORS		
A. STATOR ECCENTRICITY, SHORTED LAMINATIONS OR LOOSE IRON		Stator problems generate high vibration at 2X line frequency ($2F_L$). Stator eccentricity produces uneven stationary air gap between rotor and stator which produces very directional vibration. Differential Air Gap should not exceed 5% for induction motors and 10% for synchronous motors. Soft foot and warped bases can produce an eccentric stator. Loose iron is due to stator support weakness or looseness. Shorted stator laminations can cause uneven, localized heating which can distort the stator itself. This produces thermally-induced vibration which can significantly grow with operating time causing stator distortion and static air gap problems.
B. ECCENTRIC ROTOR (Variable Air Gap) F_L = Electrical Line Freq. N_s = Synch. Speed = $\frac{120F_L}{P}$ F_s = Slip Freq. = N_s - RPM F_p = Pole Pass Freq. = F_s X P P = #Poles		Eccentric Rotors produce a rotating variable air gap between the rotor and stator which induces pulsating vibration (normally between $2F_L$ and closest running speed harmonic). Often requires "zoom" spectrum to separate $2F_L$ and running speed harmonic. Eccentric rotors generate $2F_L$ surrounded by Pole Pass frequency sidebands (F_p), as well as F_p sidebands around running speed. F_p appears itself at low frequency (Pole Pass Frequency = Slip Frequency X #Poles). Common values of F_p range from about 20 to 120 CPM (0.3 - 2.0 Hz). Soft foot or misalignment often induces a variable air gap due to distortion (actually a mechanical problem; not electrical).
C. ROTOR PROBLEMS	 	Broken or Cracked rotor bars or shorting rings; bad joints between rotor bars and shorting rings; or shorted rotor laminations will produce high 1X running speed vibration with pole pass frequency sidebands (F_p). In addition, these problems will often generate F_p sidebands around the second, third, fourth and fifth running speed harmonics. Loose or open rotor bars are indicated by 2X line freq. ($2F_L$) sidebands surrounding Rotor Bar Pass Frequency (RBPF) and/or its harmonics (RBPF = Number of Bars X RPM). Often will cause high levels at 2X RBPF, with only a small amplitude at 1X RBPF. Electrically induced arcing between loose rotor bars and end rings will often show high levels at 2X RBPF (with $2F_L$ sidebands); but little or no increase in amplitudes at 1X RBPF.
D. PHASING PROBLEM (Loose Connector)		Phasing problems due to loose or broken connectors can cause excessive vibration at 2X Line Freq. ($2F_L$) which will have sidebands around it spaced at 1/3 Line Freq. (1/3 F_L). Levels at $2F_L$ can exceed 1.0 in/sec if left uncorrected. This is particularly a problem if the defective connector is only sporadically making contact. Loose or broken connectors must be repaired to prevent catastrophic failure.
AC SYNCHRONOUS MOTORS (Loose Stator Coils)		Loose stator coils in synchronous motors will generate fairly high vibration at Coil Pass Freq. (CPF) which equals the number of stator coils X RPM (#Stator Coils = #Poles X #Coils/Pole). The Coil Pass Frequency will be surrounded by 1X RPM sidebands. Synchronous motor problems may also be indicated by high amplitude peaks at approx. 60,000 To 90,000 CPM, accompanied by $2F_L$ sidebands. Take at least one spectrum up to 90,000 CPM on each motor bearing housing.
DC MOTORS AND CONTROLS A. NORMAL SPECTRUM		Many DC Motor and Control Problems can be detected by vibration analysis. Full-wave rectified, motors (6 SCR's) generate a signal at 6X Line Frequency ($6F_L$=360 Hz=21,600 CPM); while half-wave rectified DC motors (3 SCR's) generate 3X Line Freq. ($3F_L$=180 Hz=10,800 CPM). The SCR firing Frequency is normally present in a DC Motor Spectrum, but at low amplitude. Note the absence of other peaks at multiples of F_L.
B. BROKEN ARMATURE WINDINGS, GROUNDING PROBLEMS OR FAULTY SYSTEM TUNING		When DC Motor spectra are dominated by high levels at SCR or 2X SCR, this normally indicates either Broken Motor Windings or Faulty Tuning of the Electrical Control System. Proper tuning alone can lower vibration at SCR and 2X SCR significantly if control problems predominate. High amplitudes at these frequencies would normally be above approximately .10 in/sec, peak at 1 X SCR and about .04 in/sec at 2 X SCR Firing Freq.
C. FAULTY FIRING CARD OR BLOWN FUSE		When one firing card fails to fire, then 1/3 of power is lost, and can cause repeated momentary speed changes in the motor. This can lead to high amplitudes at 1/3X and 2/3X SCR Frequency (1/3X SCR Freq. = 1X F_L for half-wave rectified, but 2X F_L for a full-wave rectified SCR). Caution: Card/SCR configuration should be known before troubleshooting motor (#SCR's, #Firing Cards, etc.).
D. FAULTY SCR, SHORTED CONTROL CARD, LOOSE CONNECTIONS AND/OR BLOWN FUSE		Faulty SCR's, Shorted Control Cards and/or Loose Connections can generate noticeable amplitude peaks at many combinations of line frequency (F_L) and SCR firing frequency. Normally, 1 bad SCR can cause high levels at F_L and/or $5F_L$ in 6 SCR motors. The point to be made is that neither F_L, $2F_L$, $4F_L$ nor $5F_L$ should be present in DC Motor spectra.
E. FAULTY COMPARITOR CARD		Faulty Comparitor Cards cause problems with RPM fluctuation or "hunting". This causes a constant collapsing and regenerating of the magnetic field. These sidebands often approximate the RPM fluctuation and require a high resolution FFT to even detect them. Such sidebands could also be due to generation and regeneration of the magnetic field.
F. ELECTRICAL CURRENT PASSAGE THRU DC MOTOR BEARINGS		Electrically-induced Fluting is normally detected by a series of difference frequencies with the spacing most often at the outer race defect frequency (BPFO), even if such fluting is present on both the outer and inner races. They most often show up in a range centered at about 100,000 to 150,000 CPM. A 180K CPM spectrum with 1600 lines is recommended for detection with measurements on both the OB and IB DC motor bearings.

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	REMARKS

BELT DRIVE PROBLEMS

A. WORN, LOOSE OR MISMATCHED BELTS





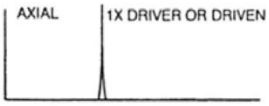
PITCH DIAM$_1$ X RPM$_1$ = PITCH DIAM$_2$ X RPM$_2$

BELT FREQ. = $\frac{3.142 \text{ X PULLEY RPM X PITCH DIAM.}}{\text{BELT LENGTH}}$

TIMING BELT FREQ. = BELT FREQ. X #BELT TEETH
= PULLEY RPM X #PULLEY TEETH

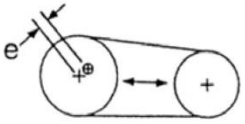
Belt frequencies are below the RPM of either the motor or the driven machine. When they are worn, loose or mismatched, they normally cause 3 to 4 multiples of belt frequency. Often 2X belt freq. is the dominant peak. Amplitudes are normally unsteady, sometimes pulsing with either driver or driven RPM. On timing belt drives, wear or pulley misalignment is indicated by high amplitudes at the Timing Belt Frequency. Chain drives will indicate problems at Chain Pass Frequency which equals #Sprocket Teeth X RPM.

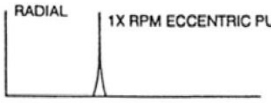
B. BELT/PULLEY MISALIGNMENT



Misalignment of pulley produces high vibration at 1X RPM predominantly in the axial direction. The ratio of amplitudes of driver to driven RPM depends on where the data is taken, as well as on relative mass and frame stiffness. Often with pulley misalignment, the highest axial vibration on the motor will be at fan RPM, or vice versa. Can be confirmed by phase measurements by setting Phase Filter at RPM of pulley with highest axial amplitude; then compare phase at this particular frequency on each rotor in the axial direction.

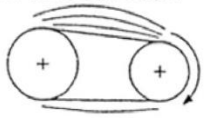
C. ECCENTRIC PULLEYS

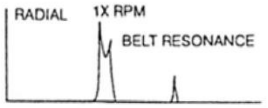




Eccentric pulleys cause high vibration at 1X RPM of the eccentric pulley. The amplitude is normally highest in line with the belts, and should show up on both driver and driven bearings. It is sometimes possible to balance eccentric pulleys by attaching washers to taper-lock bolts. However, even if balanced, the eccentricity will still induce vibration and reversible fatigue stresses in the belt. Pulley eccentricity can be confirmed by phase analysis showing horizontal & vertical phase differences of nearly 0° or 180°.

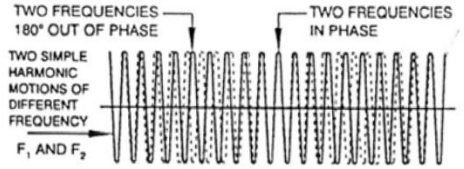
D. BELT RESONANCE

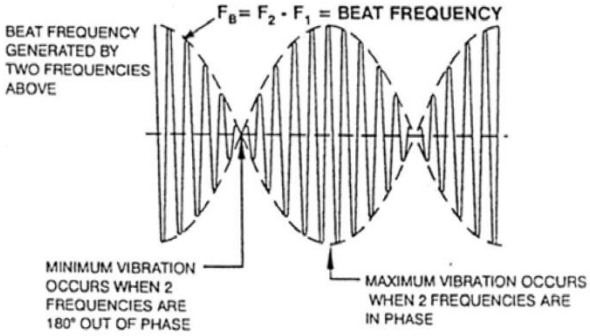




Belt Resonance can cause high amplitudes if the belt natural frequency should happen to approach, or coincide with, either the motor or driven RPM. Belt natural frequency can be altered by changing either the belt tension, belt length or cross section. Can be detected by tensioning and then releasing belt while measuring the response on pulleys or bearings. However, when operating, belt natural frequencies will tend to be slightly higher on the tight side and lower on the slack side.

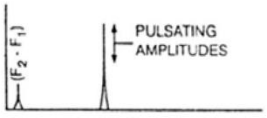
BEAT VIBRATION



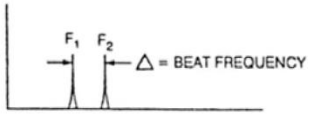


A Beat Frequency is the result of two closely spaced frequencies going into and out of synchronization with one another. The wideband spectrum normally will show one peak pulsating up and down. When you zoom into this peak (lower spectrum below), it actually shows two closely spaced peaks. The difference in these two peaks (F_2-F_1) is the beat frequency which appears itself in the wideband spectrum. The beat frequency is not commonly seen in normal frequency range measurements since it is inherently low frequency, usually ranging from only approximately 5 to 100 CPM.

Maximum vibration will result when the time waveform of one frequency (F_1) comes into phase with the waveform of the other frequency (F_2). Minimum vibration occurs when waveforms of these two frequencies line up 180° out of phase.

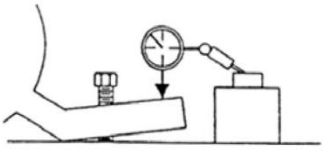


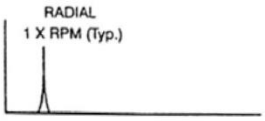
WIDEBAND SPECTRUM



ZOOM SPECTRUM

SOFT FOOT, SPRUNG FOOT AND FOOT-RELATED RESONANCE





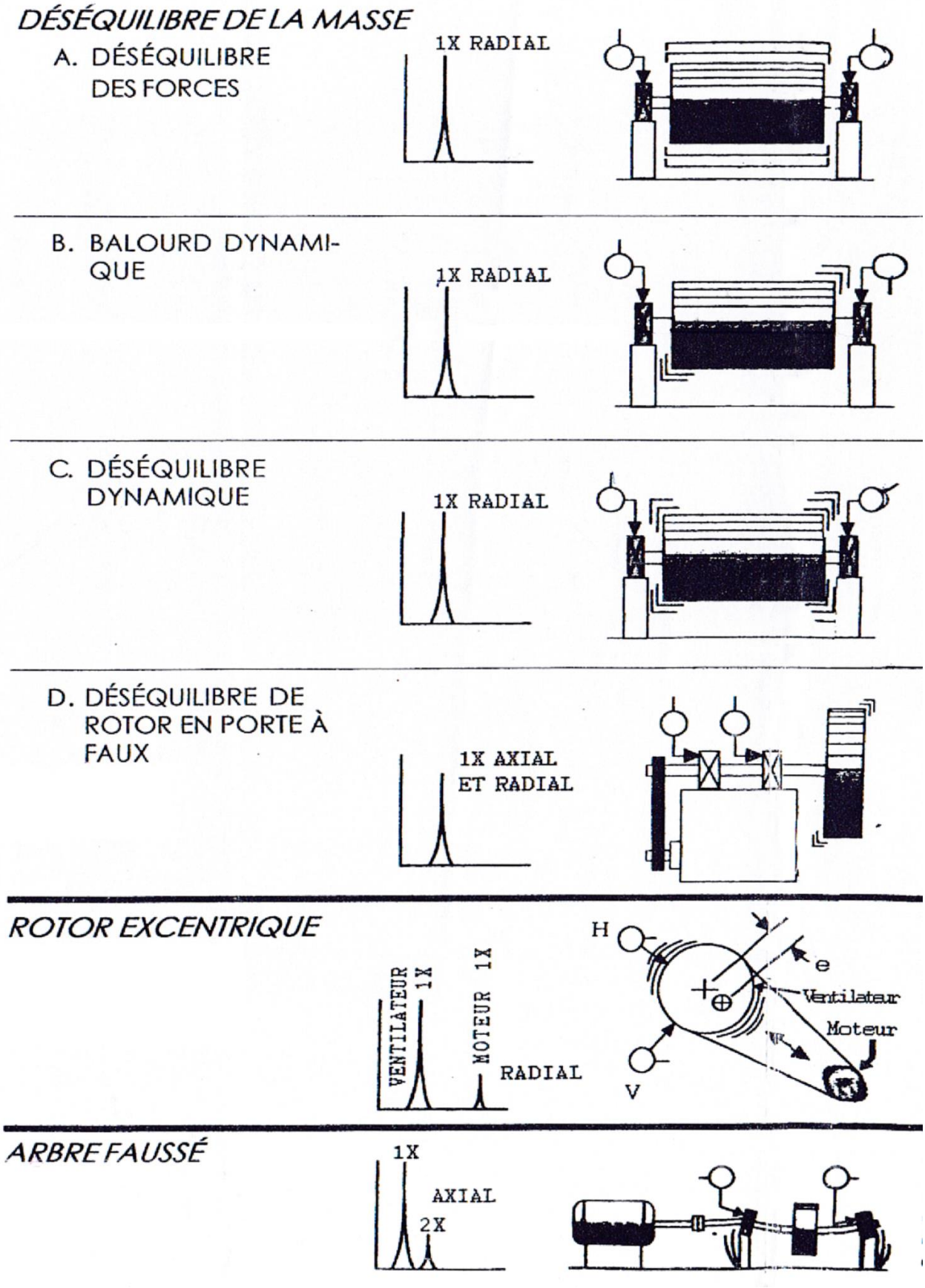
"Soft Foot" occurs when a machine's foot or frame deflects greatly when a hold-down bolt is loosened to hand tightness, causing the foot to rise more than approximately .002 - .003 inch. This does not always cause a great vibration increase. However, it can do so if the soft foot affects alignment or motor air gap concentricity.

"Sprung Foot" can cause great frame distortion, resulting in increased vibration, force and stress in the frame, bearing housing, etc. This can occur when a hold-down bolt is forceably torqued down on the sprung foot in an attempt to level the foot.

"Foot-Related Resonance" can cause dramatic amplitude increases from 5X to 15X or more, as compared with that when the bolt (or combination of bolts) is loosened to hand tightness. When tight, this bolt can notably change the natural frequency of the foot or machine frame itself.

Soft Foot, Sprung Foot or Foot-Related Resonance most often affects vibration at 1X RPM, but can also do so at 2X RPM, 3X RPM, 2X line frequency, blade pass frequency, etc. (particularly Foot-Related Resonance).

Annexe Fr : Tableau illustré de diagnostic des vibrations



Le déséquilibre des forces est en phase et stable. L'amplitude qui en résulte augmente en proportion du carré de la vitesse sous la première vitesse critique du rotor (augmentation de 3X de la vitesse = augmentation de 9X de la vibration). Un régime de 1X est toujours présent et domine habituellement le spectre. La situation peut être corrigée en installant une seule masselotte sur un plan au centre de gravité (CG) du rotor. Le déphasage entre les axes horizontaux et verticaux des roulements EX (extérieur) et IN (intérieur) devrait être de 0° environ. Normalement, on note aussi un déphasage de 90° environ entre les lectures horizontales et verticales de chaque roulement du rotor en déséquilibre (± 30°).

Un balourd dynamique se traduit par un mouvement déphasé de 180° du même arbre. Un régime de 1X est toujours présent et domine habituellement le spectre. L'amplitude varie en proportion du carré de l'augmentation de vitesse sous la première vitesse critique du rotor. Peut causer une vibration axiale et radiale. La situation se corrige en installant des masselottes sur au moins deux plans. Le déphasage entre les axes horizontaux et verticaux des roulements EX (extérieur) et IN (intérieur) devrait être de 180° environ. Normalement, on note aussi un déphasage de 90° environ entre les lectures horizontales et verticales de chaque roulement (± 30°).

Le déséquilibre dynamique (le plus courant) est une combinaison de déséquilibre des forces et de balourd dynamique. Un régime 1X domine le spectre et nécessite une correction sur deux plans. Le déphasage radial entre les roulements intérieur (IN) et extérieur (EX) peut varier entre 0 et 180°. Cependant, le déphasage horizontal devrait être sensiblement identique au déphasage vertical lorsque l'on compare les mesures des roulements extérieur et intérieur (± 30°). Si le déséquilibre est prédominant, on note habituellement un déphasage de 90° environ entre les lectures verticales et horizontales de chaque roulement (± 40°).

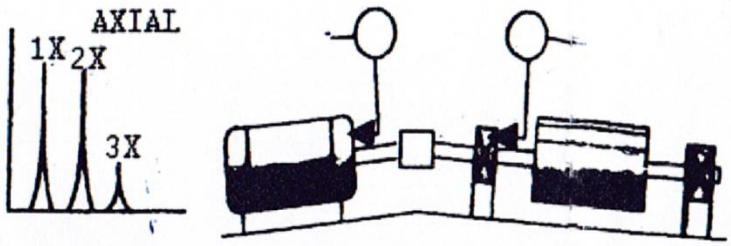
Un déséquilibre de rotor en porte à faux produit un régime 1X élevé dans les directions axiale et radiale. Les lectures axiales tendent à être en phase tandis que les lectures radiales peuvent être instables. Cependant, le déphasage horizontal est habituellement identique au déphasage vertical du rotor en déséquilibre (± 30°). Les rotors en porte à faux présentent à la fois un déséquilibre des forces et un balourd dynamique qui doivent habituellement être tous deux corrigés. Dans la plupart des cas, on devra installer des masselottes sur deux plans pour neutraliser l'effet de ces deux déséquilibres.

L'excentricité résulte d'un décalage entre le centre de rotation et le centre géométrique d'une poulie, d'un engrenage, d'un roulement, d'un induit de moteur, etc. Les vibrations les plus marquées se produisent au régime 1X de la pièce excentrique et se propagent vers l'axe central des deux rotors. Les lectures comparatives des phases horizontales et verticales diffèrent habituellement de 0° ou de 180° (chacune indiquant un mouvement rectiligne). Les mesures destinées à équilibrer des rotors excentriques permettent de réduire la vibration dans une direction radiale, mais l'augmente dans l'autre direction radiale (selon l'importance de l'excentricité).

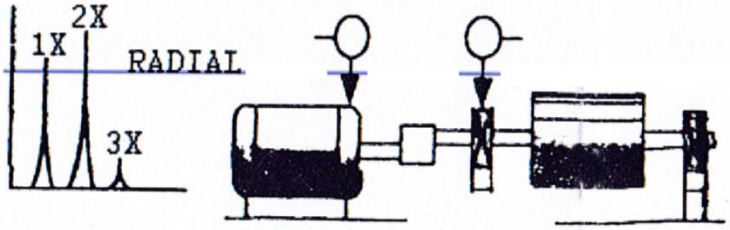
Un arbre faussé provoque une vibration axiale élevée ainsi qu'un déphasage axial de l'arbre qui tend vers 180°. Les vibrations dominantes se produisent au régime 1X si l'arbre est faussé près du centre et au régime 2X s'il est faussé près de l'accouplement (s'assurer de tenir compte de l'orientation du transducteur à chaque mesure axiale si le sens de la sonde est inversé). Se servir de comparateurs à cadran pour confirmer la courbure de l'arbre.

DÉSALIGNEMENT

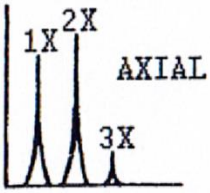
A. DÉSALIGNEMENT ANGULAIRE



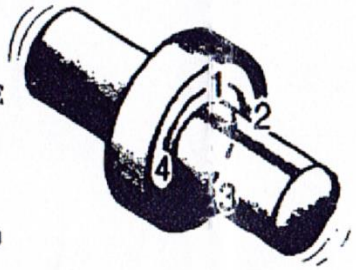
B. DÉSALIGNEMENT PARALLÈLE



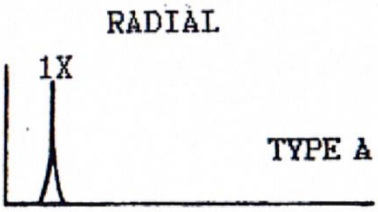
C. ROULEMENT DÉVERSÉ COINCÉ SUR L'ARBRE



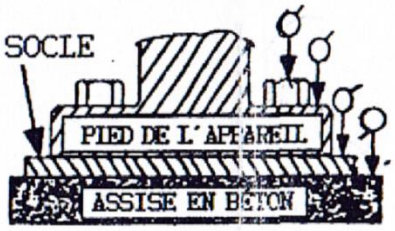
PHASE
1 2:00
2 5:00
3 8:00
4 11:00

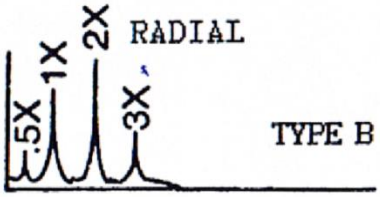


JEU MÉCANIQUE

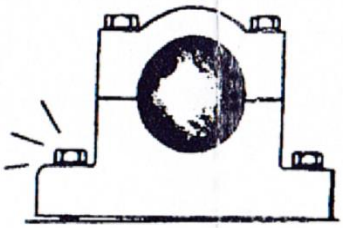


TYPE A

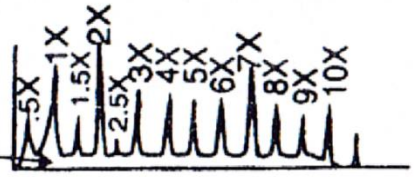




TYPE B



TYPE C



NOTER LE SEUIL SONORE PLUS ÉLEVÉ, SIGNE DE JEU MÉCANIQUE

Le désalignement angulaire se caractérise par une vibration axiale élevée et un déphasage de 180° à l'accouplement. En général, la vibration est élevée tant au régime 2X qu'au régime 1X. Il n'est pas inhabituel qu'elle soit prédominante aux régimes 1X, 2X ou 3X. Ces symptômes peuvent aussi être signe de problèmes d'accouplement. Un désalignement angulaire aigu peut aussi être un facteur d'excitation harmonique au régime 1X. Contrairement au jeu mécanique de type 3, ces harmoniques multiples ne se traduisent habituellement pas par un seuil sonore plus élevé sur le spectre.

Le désalignement parallèle présente des symptômes similaires à ceux du désalignement angulaire, mais aussi une vibration radiale élevée approchant un déphasage de 180° à l'accouplement. La vibration au régime 2X est souvent plus marquée qu'au régime 1X, mais son amplitude est souvent dictée par le type d'accouplement et sa composition. Lorsqu'un désalignement angulaire ou radial devient aigu, il peut générer des crêtes à des harmoniques beaucoup *plus élevées* (4X–8X) ou même une série d'harmoniques à haute fréquence semblable à celles d'un jeu mécanique. Le type d'accouplement ainsi que les matériaux qui le composent influent souvent largement sur l'ensemble du spectre en cas de désalignement important. En général toutefois, le seuil sonore n'est pas plus élevé.

Un roulement coincé produit une vibration axiale considérable. Il provoque également un mouvement de torsion accompagné d'un déphasage vertical haut–bas et/ou latéral d'environ 180°, mesuré dans l'axe du boîtier du roulement. Ce problème ne peut être réglé par un alignement des accouplements ou un équilibrage du rotor. Le roulement doit être réinstallé correctement.

Un jeu mécanique est indiqué par un spectre de vibrations de type A, B ou C.

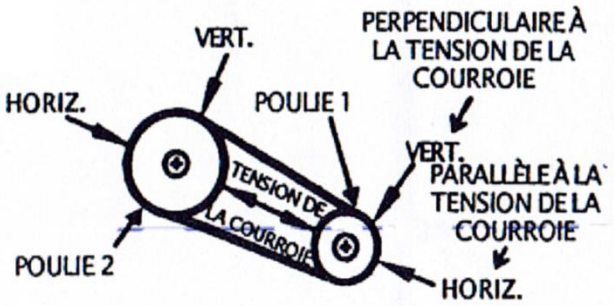
Type A– Causé par une faiblesse ou un relâchement structurel des pieds d'une machine, de son socle ou de son assise ; peut aussi être causé par une détérioration du ciment, un desserrement des boulons de la base ou une déformation du châssis ou de la base. Une analyse des phases peut révéler un déphasage de 90° à 180° environ entre les mesures verticales des boulons, des pieds de l'appareil, du socle ou de l'assise même.

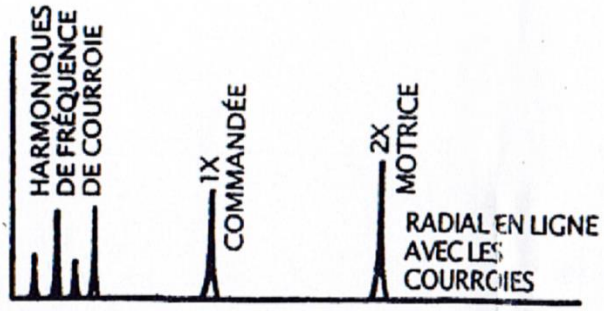
Type B– Généralement causé par un desserrage des boulons de palier à chapeau ou une fissuration du châssis ou d'un support de palier.

Type C– Normalement causé par un ajustement incorrect de certaines pièces qui produit de nombreuses harmoniques causées par la réponse non–linéaire des pièces lâches aux forces dynamiques exercées par le rotor. Les vibrations de type C sont souvent causées par un jeu de la garniture d'un coussinet dans son chapeau, un roulement lâche qui tourne sur son arbre, le dégagement excessif d'un palier à coussinet–douille ou d'un roulement à rouleaux, le jeu d'un rotor sur son arbre, etc. Une phase de type C est souvent instable et peut varier considérablement d'une mesure à l'autre, particulièrement si le rotor se déplace sur l'arbre entre deux démarrages. Le jeu mécanique est souvent hautement directionnel et peut donner lieu à des lectures différentes lorsque l'on effectue une comparaison de niveau par incréments de 30° dans le sens radial tout autour du boîtier du roulement. À noter également qu'un jeu produit souvent des multiples de sous–harmonique à exactement 1/2 ou 1/3X RPM (0,5X, 1,5X, 2,5X, etc.).

PROBLÈMES DE COURROIE

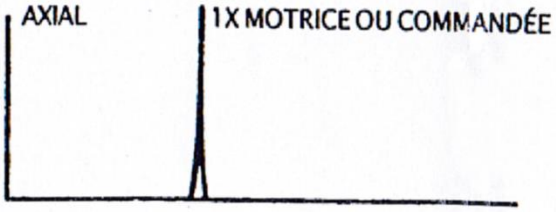
A. COURROIES USÉES, DÉTENDUES OU DÉPAREILLÉES



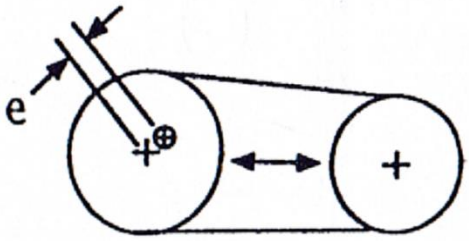


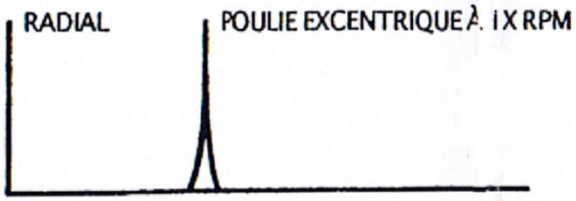
$$\text{DIA PRIMITIF}_1 \times \text{RPM}_1 = \text{DIA PRIMITIF}_2 \times \text{RPM}_2$$

B. DÉSALIGNEMENT COURROIES/POULIES

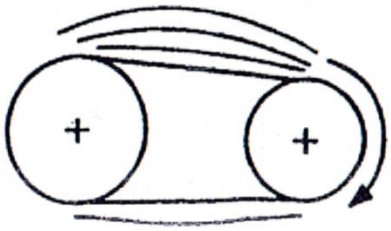


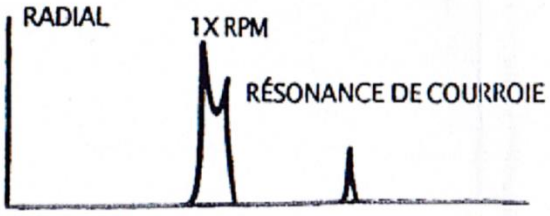
C. POULIES EXCENTRIQUES





D. RÉSONANCE DES COURROIES





$$\text{FRÉQ. COURROIE} = \frac{3{,}142 \times \text{RPM POULIE} \times \text{DIA. PRIMITIF}}{\text{LONGUEUR DE LA COURROIE}}$$

$$\text{FRÉQ. COURROIE DE RÉGLAGE} = \text{FRÉQ. COURROIE} \times \text{NB DENTS} = \text{RPM POULIE} \times \text{NB DENTS}$$

Les fréquences de courroie se situent sous le régime du moteur ou de la machine entraînée. Des courroies usées, détendues ou dépareillées peuvent générer des fréquences 3 à 4 fois supérieures à la normale. Une fréquence de 2X est souvent la crête dominante. Les amplitudes sont habituellement instables et pulsent parfois à la cadence du régime moteur ou commandé. Dans le cas des entraînements des courroies de réglage, l'usure ou le désalignement d'une poulie sont indiqués par de fortes amplitudes de la fréquence de la courroie de réglage. Pour ce qui est des entraînements à chaîne, la présence d'un problème sera signalée à la fréquence de passage de la chaîne, qui est égale au nombre de dents du pignon X RPM.

Le désalignement des poulies génère de fortes vibrations à 1X RPM, principalement dans le sens axial. Le ratio des amplitudes des régimes moteur et commandé dépend de l'endroit où les mesures sont prises ainsi que de la rigidité relative de la masse et du châssis. Lorsqu'on a affaire à un désalignement de poulie, il arrive souvent que la vibration axiale la plus élevée du moteur soit au régime du ventilateur et inversement. Cela peut être confirmé par des mesures de phase, en réglant le filtre de phase au régime de la poulie présentant la plus forte amplitude axiale, puis en comparant la phase à cette fréquence particulière sur chaque rotor dans le sens axial.

Les poulies excentriques provoquent de fortes vibrations à 1X RPM. L'amplitude est normalement plus forte dans l'axe des courroies et devrait être présente aux roulements moteur et commandé. Il est parfois possible d'équilibrer des poulies excentriques en munissant les boulons de blocage coniques de rondelles. Cependant, même lorsque les poulies sont équilibrées, leur excentricité continuera de causer de la vibration et de soumettre les courroies à une fatigue réversible. L'excentricité des poulies peut être confirmée par une analyse de phase montrant les différences de phase horizontale et verticale proches de 0° ou 180°.

La résonance d'une courroie peut provoquer de fortes amplitudes s'il arrive que sa fréquence naturelle approche le régime moteur ou commandé, ou coïncide avec ceux-ci. La fréquence naturelle de la courroie peut être modifiée en changeant soit la tension de la courroie, soit sa longueur, soit son profil. La fréquence naturelle peut être détectée en tendant puis en détendant la courroie et en mesurant la réaction de ces manoeuvres sur les poulies ou les roulements. Cependant, lorsque la courroie est en mouvement, sa fréquence naturelle a tendance à être légèrement supérieure sur le côté tendu et légèrement inférieure sur le côté qui a du jeu.

PALIERS/ROULEMENTS DES ÉLÉMENTS MOBILES (4 phases de défaillance)

f_n = Fréquences naturelles des composants du palier/roulement et de sa structure d'appui.

FRÉQUENCES DES DÉFAUTS DE PALIER

$$BPFI = \frac{N_b}{2}\left(1+\frac{B_d}{P_d}\cos\theta\right) x\ RPM$$

$$BPFO = \frac{N_b}{2}\left(1-\frac{B_d}{P_d}\cos\theta\right) x\ RPM$$

$$BSF = \frac{P_d}{2B_d}\left[1-\left(\frac{B_d}{P_d}\right)^2(\cos\theta)^2\right] x\ RPM$$

$$FTF = \frac{1}{2}\left(1-\frac{B_d}{P_d}\cos\theta\right) x\ RPM$$

où :

BPFI = Fréquence de la voie de roulement intérieure

BPFO = Fréquence de la voie de roulement extérieure

BSF = Fréquence de rotation des billes

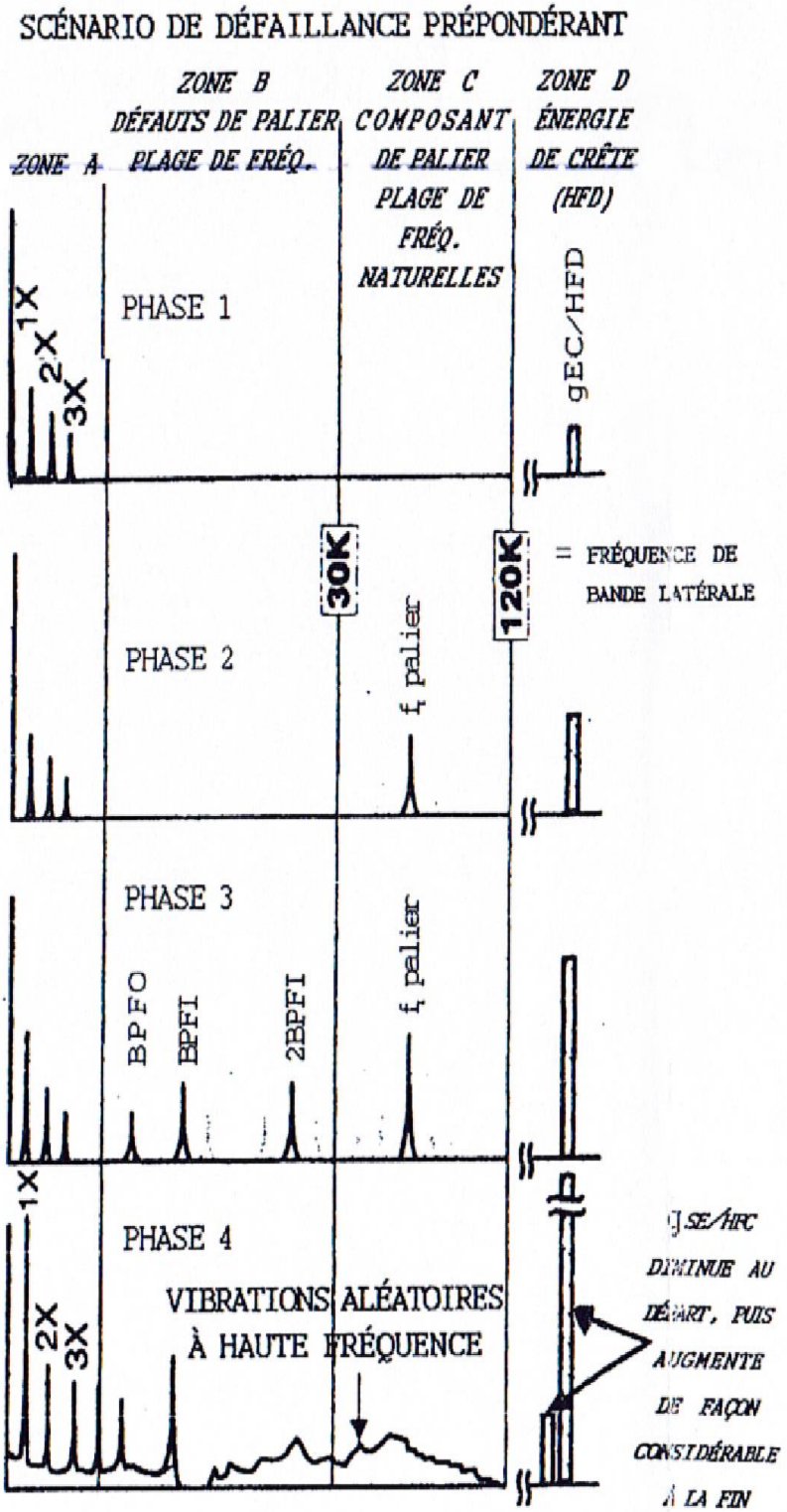
FTF = Fréq. fond. de la cage

N_b = Nombre de billes/rouleaux

B_d = Dia. des billes/rouleaux (mm ou po)

P_d = Dia. d'embrassement du palier (mm ou po)

θ = Angle de contact (degrés)



PALIERS/ROULEMENTS DES ÉLÉMENTS MOBILES
4 PHASES DE DÉFAILLANCE

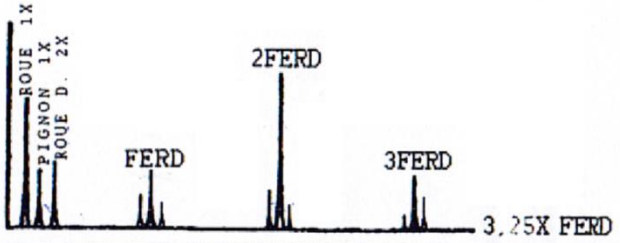
PHASE 1– Les premiers signes de problèmes de palier apparaissent dans la gamme de 250 000 – 350 000 Hz de fréquences ultrasoniques. À mesure que l'usure augmente, les problèmes se font sentir dans la gamme de 20 000 à 60 000 Hz environ (1 200 000 – 3 600 000 CPM). Ces fréquences sont évaluées par l'énergie de crête (gEC), la valeur HFD (g) et le signal de choc (dB). Par exemple, l'énergie de crête peut apparaître d'abord à environ 0,25 gEC dans la phase 1 (la valeur réelle dépend de l'emplacement de la mesure et du régime de l'appareil). La présence de spectres enveloppés de hautes fréquences permet de confirmer si le palier est à la première phase de défaillance.

PHASE 2– Des défauts de palier mineurs commencent à faire entendre les fréquences naturelles (f_n) des composants du palier, qui se produisent surtout dans la plage de 30K à 120K CPM. Ces fréquences peuvent aussi être des résonances des structures d'appui des paliers. Des fréquences de bande latérale apparaissent au-dessus et en-dessous de la crête de fréquence naturelle à la fin de la phase 2 et l'énergie de crête globale augmente (p.ex., de 0,25 à 0,50 gEC).

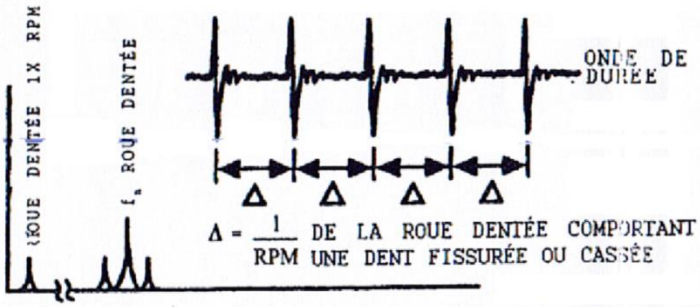
PHASE 3– Des fréquences et des harmoniques de défaut de palier apparaissent et se multiplient à mesure que l'usure progresse ; les fréquences de bande latérale augmentent aussi autour de ces fréquences et des fréquences naturelles des constituants des paliers. L'énergie de crête globale continue d'augmenter (p.ex., de 0,5 à plus de 1 gEC). À ce stade, l'usure est normalement visible et peut s'étendre sur toute la périphérie du palier, surtout lorsque de nombreuses nouvelles fréquences de bande latérale bien formées accompagnent les harmoniques de défaut de palier. Des spectres de hautes fréquences démodulés et enveloppés permettent de confirmer l'atteinte de la troisième phase. **Remplacer les paliers maintenant (quelle que soit l'amplitude des fréquences de défaut présentée par les spectres de vibrations) !**

PHASE 4– Vers la fin, une amplitude de 1X RPM est même présente. Celle-ci augmente et entraîne normalement une augmentation de nombreuses harmoniques de régime de marche. Les fréquences naturelles discrètes des défauts de palier et des constituants commencent à «disparaître» pour être remplacées par un «seuil sonore» à large bande. De plus, l'amplitude de ce seuil sonore à hautes fréquences et de l'énergie de crête peuvent décroître, mais tout juste avant que ne survienne la défaillance, l'énergie de crête et la valeur HFD augmentent généralement pour atteindre une amplitude excessive.

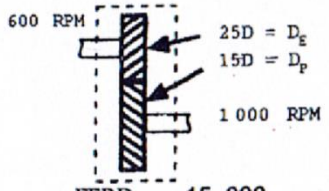
E. DÉSALIGNEMENT DES ROUES DENTÉES



F. DENTS FISSURÉES OU CASSÉES

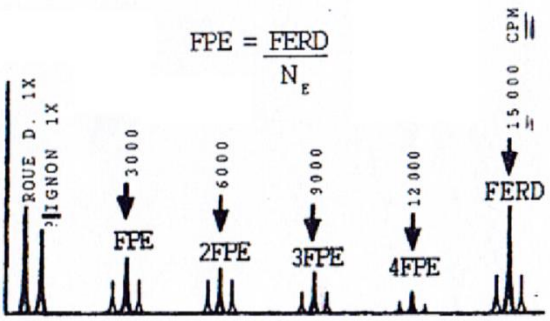


G. PROBLÈMES DE PHASE D'ENGRENAGE



25D = 5 X 5
15D = 5 X 3
$N_E = 5$

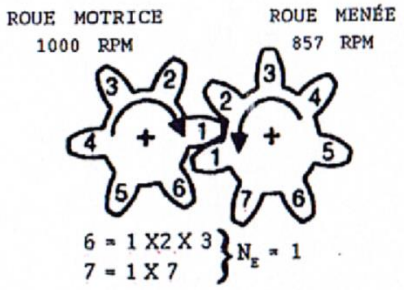
$$FPE = \frac{FERD}{N_E}$$



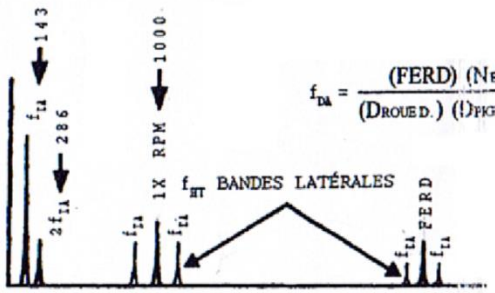
$$FPE = \frac{FERD}{N_E} = \frac{15\ 000}{5}$$

FPE = 3000 CPM = 0,20X FERD (FERD FRACTIONNAIRE)

H. PROBLÈMES CAUSÉS PAR UNE DENT ADDITIONNELLE



6 = 1 X2 X 3
7 = 1 X 7
$N_E = 1$

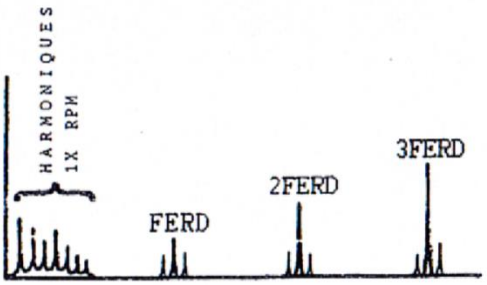


$$f_{DA} = \frac{(FERD)\ (N_E)}{(D_{ROUE\ D.})\ (D_{PIGNON})}$$

$N_E = 1$ est le facteur de phase d'engrenage idéal pour la conception des engrenages

$$f_{DA} = \frac{(6X\ 1000)\ (1)}{(6)\ (7)} = \frac{1000}{7} = 143 \text{ CPM (UNE IMPULSION PAR 7 TOURS DU PIGNON)}$$

I. AJUSTEMENT D'UN ROULEMENT LÂCHE



Ce problème produit presque toujours des harmoniques de FERD de rang 2 ou supérieures qui se retrouvent en bande latérale en régime de fonctionnement. Ne présente souvent qu'une faible amplitude à 1X FERD, mais des niveaux beaucoup plus élevés à 2X ou 3X FERD. Il importe de régler la F_{MAX} suffisamment haut pour capturer au moins les harmoniques de 3X FERD. Aussi, les bandes latérales autour de 2X FERD sont souvent espacées à 2X RPM. On notera que l'amplitude des bandes latérales ne sont souvent pas identiques de part et d'autre de la FERD et de ses harmoniques en raison du désalignement des dents. Cause une usure inégale.

Une dent fissurée ou cassée produit une amplitude élevée à 1X RPM de la roue en cause seulement dans l'onde de durée et excite la f_n de l'engrenage, qui se retrouve en bande latérale en régime de fonctionnement. Il se détecte plus facilement sur une onde de durée, qui présente une crête prononcée chaque fois que la dent à problème tente de s'engrener avec la roue qui lui est jumelée. Le temps écoulé entre les impacts (Δ) correspond à 1/RPM de la roue présentant un problème. L'amplitude des crêtes d'impact de l'onde de durée est souvent de 10 à 20 fois plus élevée que celle qui se produit à 1X RPM dans la FFT.

Une fréquence de phase d'engrenage (FPE) peut engendrer des FERD fractionnaires (si $N_E > 1$). Autrement dit, les dents d'engrenage (D_E/N_E) touchent aux dents du pignon (D_P/N_E) et génèrent des profils d'usure N_E, où N_E dans une combinaison de dents donnée est égal au produit de facteurs premiers communs au nombre de dents de la roue et du pignon (N_E = facteur de phase d'engrenage). Une FPE (ou des harmoniques) peut apparaître dès le départ s'il s'agit d'un problème de fabrication. De plus, son apparition soudaine dans un spectre de contrôle périodique peut être signe de dommages si des particules contaminantes passent à travers l'engrènement et endommagent les dents pendant leur passage.

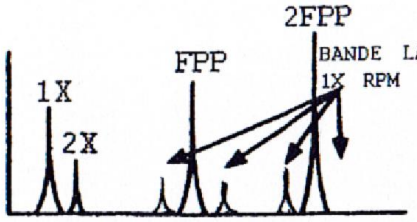
Une fréquence de dent additionnelle (f_{DA}) se produit lorsque la roue dentée et le pignon présentent tous deux un défaut quelconque (fabrication, manipulation ou autre). Celle-ci peut entraîner des vibrations assez importantes, mais comme elles se produisent surtout à des fréquences inférieures à 600 CPM, elles passent souvent inaperçues. Un engrenage qui présente ce genre de problème émet souvent un grondement sourd. L'effet maximum se produit lorsque les dents défectueuses de la roue et du pignon s'engrènent au même moment (sur certaines machines, cela peut se produire à tous les 10 à 20 tours, selon la formule F_{DE}). On notera que les termes D_{ROUE} et D_{PIGNON} s'appliquent au nombre de dents de la roue et du pignon, tandis que N_E est le facteur de phase d'engrenage défini plus haut. Module souvent les crêtes de FERD et de rotation (RPM) de l'engrenage

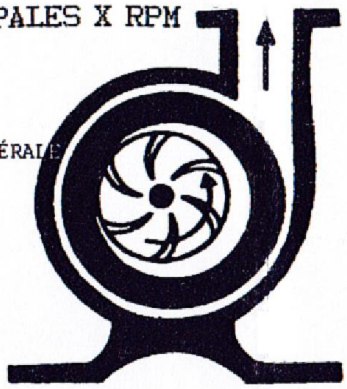
Un jeu excessif des paliers d'engrenage peut non seulement produire de nombreuses harmoniques de régime de fonctionnement, mais peuvent aussi entraîner souvent une réponse de forte amplitude à FERD, 2FERD ou 3FERD. Cette réponse est un effet et non une cause du jeu des paliers. Un jeu excessif peut être attribuable à une forte usure du palier ou à son installation incorrecte sur l'arbre. Si l'on ne corrige pas la situation, celle-ci peut causer une usure excessive de l'engrenage et endommager d'autres composants.

FORCES HYDRAULIQUES ET AÉRODYNAMIQUES

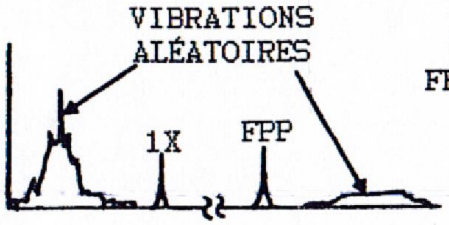
FPP = Nb DE PALES X RPM

A. PASSAGES DE PALES ET D'AUBES



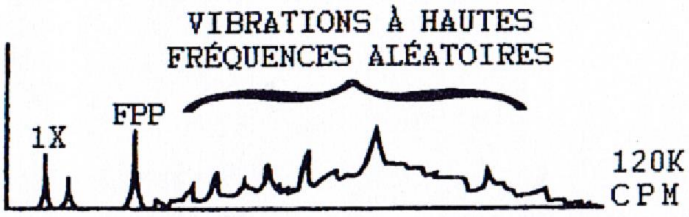


B. TURBULENCE DE L'ÉCOULEMENT



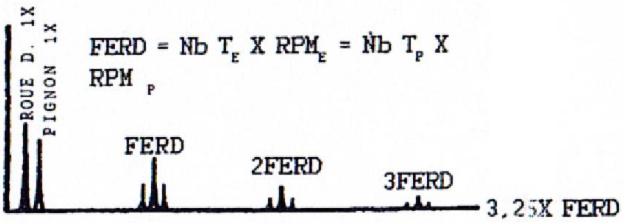
FPP = FRÉQUENCE DE PASSAGE DES PALES OU DES AUBES

C. CAVITATION

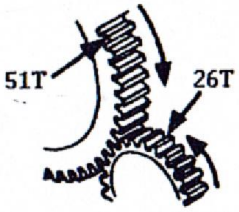


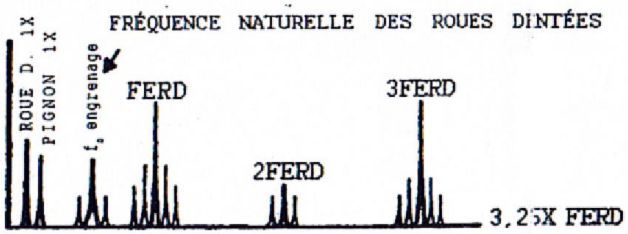
ENGRENAGES

A. SPECTRE NORMAL

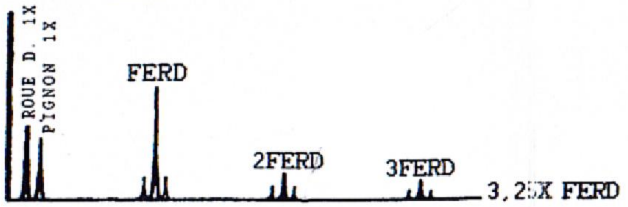


B. USURE DES DENTS

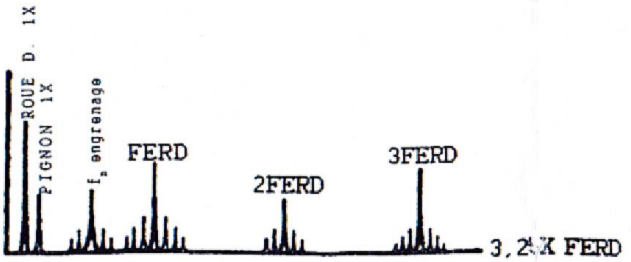




C. CHARGE DES DENTS



D. EXCENTRICITÉ DES ROUES DENTÉES ET JEU ENTRE-DENTS



Fréquence de passage des pales (FPP) = nb de pales (ou d'aubes) X RPM. Il s'agit d'une fréquence inhérente aux pompes, aux ventilateurs et aux compresseurs qui ne présente normalement pas de problèmes. Cependant, une FPP (et des harmoniques) de forte amplitude peut se produire si l'écart entre les pales et le diffuseur n'est pas égal sur tout le périmètre. Par ailleurs, la FPP (ou l'harmonique) peut parfois coïncider avec la fréquence naturelle du système et causer ainsi d'importantes vibrations. Une FPP élevée peut être produite lorsque la bague d'usure de la roue grippe sur l'arbre, en cas de rupture des soudures des aubes du diffuseur ou encore par une conduite trop fortement cintrée, une obstruction quelconque, un mauvais réglage du registre ou une excentricité du rotor dans le corps de la pompe ou du ventilateur.

Une turbulence de l'écoulement se produit souvent dans les ventilateurs en raison d'une variation de la pression ou de la vélocité de l'air dans le ventilateur ou les conduits qui y sont reliés. Cela provoque une turbulence qui produit une vibration aléatoire à basse fréquence, normalement dans la plage de 50 à 2 000 CPM. Un phénomène de pompage se produisant dans un compresseur peut donner lieu à des vibrations aléatoires à haute fréquence. Une turbulence excessive peut aussi engendrer des hautes fréquences à large bande.

Une cavitation produit habituellement une énergie aléatoire à haute fréquence sur laquelle se superposent parfois des harmoniques de FPP. Cela peut dénoter une pression d'aspiration insuffisante (étranglement). La cavitation peut avoir un effet destructeur important, tout particulièrement sur les aubes de roue, si l'on ne corrige pas la situation. La cavitation produit souvent un bruit semblable à du gravier qui circulerait dans la pompe. Elle est habituellement causée par un débit d'entrée trop faible. Elle peut être présente lors d'une inspection et être absente à la suivante (si l'on a effectué une modification des réglages de la soupape d'aspiration).

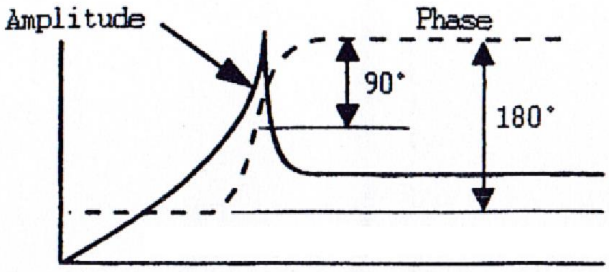
Le spectre normal montre la vitesse des roues et des pignons ainsi que la fréquence d'engrènement des roues dentées (FERD) et de très faibles harmoniques de FERD. Ces dernières sont généralement encadrées de bandes latérales. Toutes les crêtes sont de faible amplitude et aucune fréquence naturelle des roues dentées n'est excitée. F_{MAX} recommandée à 3,5X FERD (minimum) lorsque le nombre de dents est connu, sinon régler F_{MAX} à 200X RPM sur chaque arbre.

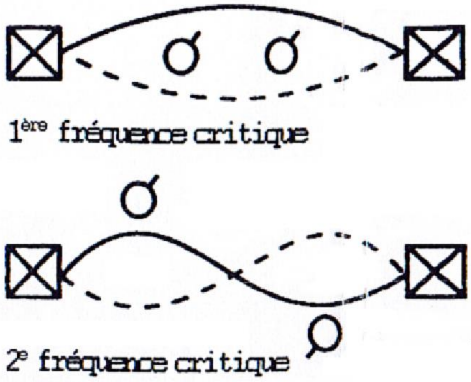
Le principal indicateur d'usure des dents est l'excitation de la f_n de l'engrenage et la présence de bandes latérales au régime de marche de la roue défectueuse. L'amplitude de la FERD peut changer ou non, bien que des bandes latérales de forte amplitude ainsi qu'un certain nombre de bandes latérales encadrant la FERD apparaissent habituellement lorsque l'usure est perceptible. Ces bandes peuvent même être de meilleurs indicateurs d'usure que les FERD. Par ailleurs, de fortes amplitudes sont souvent présentes à 2X ou 3X FERD (surtout à 3X FERD), même lorsque l'amplitude est acceptable.

Les FERD sont souvent très sensibles à la charge. De fortes amplitudes ne sont pas nécessairement signe de problème, surtout si les fréquences de bande latérale demeurent faibles et qu'aucune fréquence naturelle d'engrenage n'est excitée. Chaque analyse devrait être effectuée à la charge maximale de fonctionnement si l'on désire effectuer des comparaisons spectrales significatives.

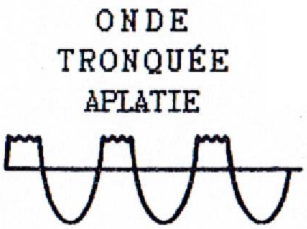
Des bandes latérales d'assez forte amplitude autour des harmoniques de FERD sont souvent signe d'excentricité des roues, de jeu entre-dents ou de non-parallélisme des arbres; la rotation d'une roue dentée «module» alors l'amplitude de la FERD ou la vitesse de rotation de l'autre roue. Celle présentant un problème est identifiée par l'espacement des fréquences de bande latérale. Un régime de 1X RPM d'une roue excentrique est normalement élevé si l'excentricité est le problème dominant. Un jeu entre-dents incorrect excite habituellement des harmoniques de FERD ainsi que la f_n d'engrenage, qui se retrouvent en bande latérale à 1X RPM. Les amplitudes de FERD diminuent souvent lorsque la charge augmente si le problème est causé par un jeu entre-dents.

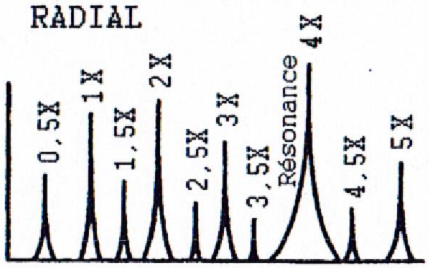
RÉSONANCE





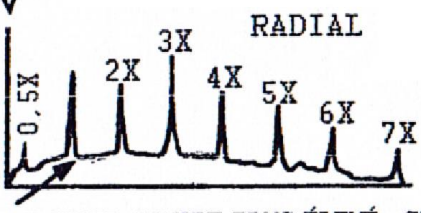
FROTTEMENT DU ROTOR





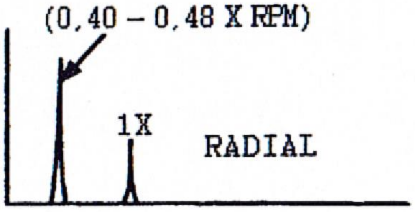
COUSSINETS DE TOURILLON

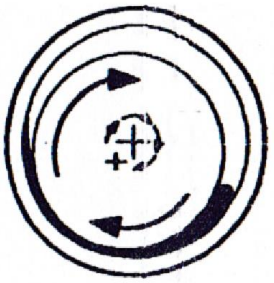
A. PROBLÈMES D'USURE ET DE JEU



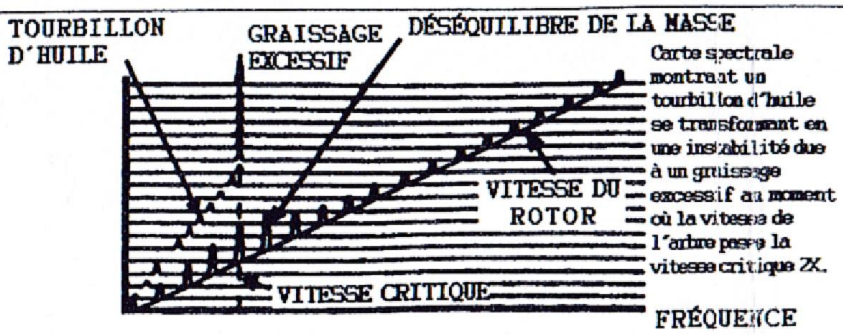
NOTER LE SEUIL SONORE PLUS ÉLEVÉ, SIGNE DE JEU.

B. INSTABILITÉ DUE À UN TOURBILLON D'HUILE





C. INSTABILITÉ DUE À UN GRAISSAGE EXCESSIF



Un phénomène de résonance se produit lorsqu'une fréquence de forçage coïncide avec une fréquence naturelle du système et peut alors causer une amplification importante de l'amplitude qui peut se traduire par une défaillance prématurée, voire catastrophique. Il peut s'agir d'une fréquence naturelle du rotor, qui peut aussi provenir fréquemment du châssis , de l'assise, de la boîte d'engrenages ou même des courroies de transmission. Si un rotor a atteint le point ou le seuil de résonance, il est pratiquement impossible de l'équilibrer en raison du déphasage important qu'il subit (90° au point de résonance et près de 180° passé ce point). Cela nécessite souvent une baisse ou une hausse de la fréquence naturelle. En général, les fréquences naturelles ne changent pas lorsque le régime est modifié, ce qui en facilite l'identification (sauf dans le cas des appareils à gros paliers lisses ou des rotors fortement en porte à faux).

Un frottement de rotor génère un spectre similaire à celui d'un jeu mécanique lorsque des pièces rotatives touchent à des pièces fixes. Le frottement peut se produire sur une partie seulement ou sur la totalité de la rotation de l'arbre. Il génère habituellement une série de fréquences qui excitent souvent une ou plusieurs résonances ainsi que des fractions entières de sous-harmoniques du régime de marche (1/2, 1/3, 1/4, 1/5... 1/n) selon l'origine des fréquences naturelles du rotor. Le frottement du rotor peut aussi exciter de nombreuses hautes fréquences (similaires au bruit de bande large produit par le frottement d'une craie sur un tableau). Celui-ci peut être très grave et de courte durée s'il est causé par le contact de l'arbre sur le métal blanc des paliers. Un frottement annulaire sur la rotation complète de l'arbre peut engendrer une «précession inverse», où le rotor tournerait à une vitesse critique dans le sens contraire de la rotation de l'arbre (une condition fondamentalement instable susceptible de provoquer une défaillance catastrophique).

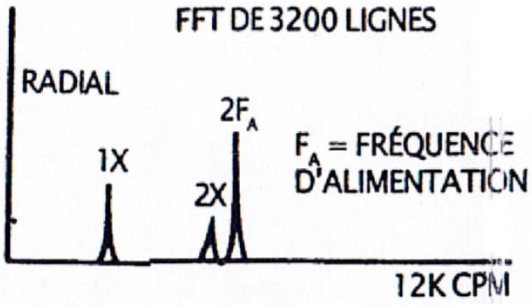
Les derniers stades de l'usure d'un coussinet de tourillon sont habituellement identifiés par l'apperition d'une série d'harmoniques (jusqu'à 10 ou 20). Un coussinet essuyé produit souvent des amplitudes élevées verticalement par rapport à l'horizontale, mais peuvent présenter une unique crête prononcée à 1X RPM. Les coussinets ayant un jeu excessif peuvent permettre un léger déséquilibre et/ou un désalignement pouvant provoquer une importante vibration qui serait largement plus basse si le jeu des coussinets était ajusté conformément aux spécifications.

Cette instabilité se produit entre 0,40 et 0,48 RPM. Elle est souvent assez grave et est jugée excessive lorsque l'amplitude dépasse 40 % du jeu des coussinets. Le tourbillon d'huile est une vibration induite par le film d'huile, où une déviation des conditions normales de marche (angle d'attitude et rapport d'excentricité) font en sorte que le coin d'huile fait «ballotter» l'arbre dans le coussinet. La force déstabilisante produite dans le sens de la rotation engendre un tourbillon instable (ou précession directe) parce qu'il augmente la force centrifuge qui, à son tour, accroît la force de tourbillonnement. L'huile risque alors de ne plus supporter l'arbre et de devenir instable lorsque la fréquence du tourbillon coïncide avec une fréquence naturelle du rotor. Un changement de viscosité de l'huile, de la pression de lubrification ou des précharges peut avoir une incidence sur le tourbillon d'huile.

Une instabilité due à un graissage excessif peut se produire lorsqu'un appareil est utilisé à deux fois ou plus la fréquence critique de son rotor. À ce régime, le tourbillon d'huile est très proche de la vitesse critique et peut causer une vibration excessive que le film d'huile ne sera plus en mesure d'absorber. La vitesse du tourbillon se confond alors à la vitesse critique du rotor et n'en émerge pas même si l'on fait fonctionner l'appareil à un régime de plus en plus élevé. Cela produit une vibration sub-harmonique précessive latérale directe à la fréquence critique du rotor, un phénomène fondamentalement instable susceptible de causer une défaillance catastrophique.

MOTEURS c.a. À INDUCTION

A. EXCENTRICITÉ DU STATOR, TÔLES COURT-CIRCUITÉES OU FER LÂCHE



B. EXCENTRICITÉ DU ROTOR (entrefer variable)

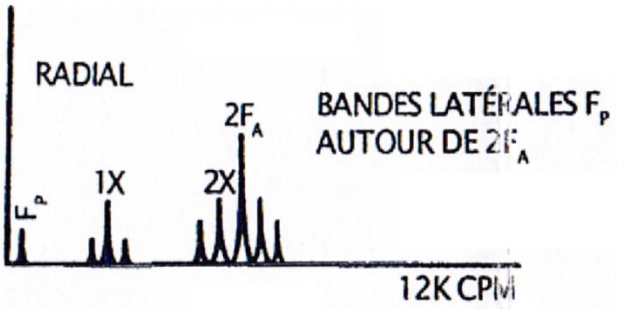
F_A = Fréq. d'alimentation (conducteur)

N_S = Vitesse de synchr. = $\frac{120\ F_L}{P}$

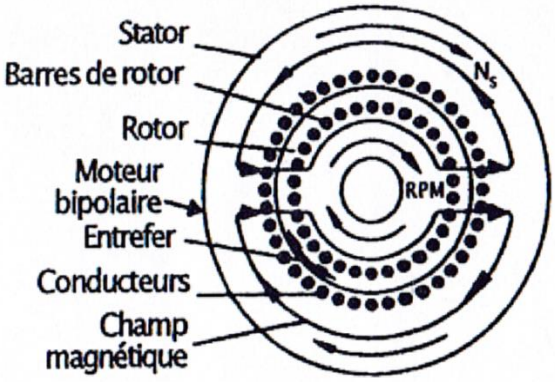
F_G = Fréq. de glissement = N_S – RPM

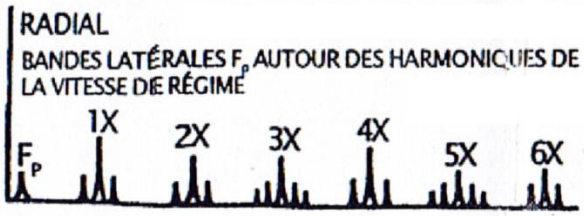
F_P = Fréq. de passage des pôles = F_G X P

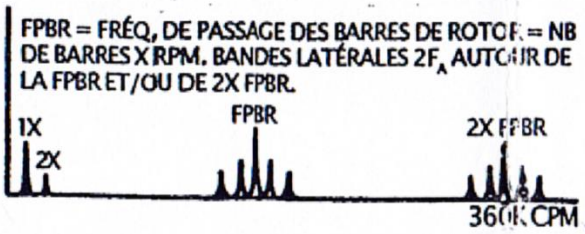
P = Nb de pôles



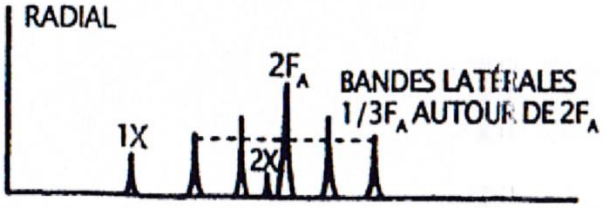
C. PROBLÈMES DE ROTOR



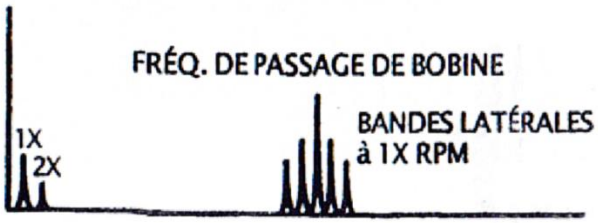




D. PROBLÈMES DE PHASE (connecteurs desserrés)



MOTEURS c.a. ASYNCHRONES (bobines de stator lâches)



Les problèmes de stator produisent des vibrations élevées à 2fois la fréquence d'alimentation (F_A). Une excentricité produit un entrefer fixe inégal entre le rotor et le stator, qui produit des vibrations très orientées. La différence d'entrefer ne doit pas dépasser 5 % pour les moteurs à induction et 10 % pour les moteurs synchrones. Un socle «spongieux» ou un socle déformé peuvent provoquer une excentricité du stator. Un fer de stator lâche est attribuable au relâchement structurel ou à la faiblesse du support de stator. Un court-circuit des tôles du stator peut entraîner une surchauffe inégale localisée qui risque de déformer le stator. Cette surchauffe produit une vibration susceptible d'augmenter considérablement avec le temps, provoquant ainsi un gauchissement du stator et des problèmes d'entrefer statique.

L'excentricité du rotor produit entre celui-ci et le stator un entrefer inégal en rotation qui induit une vibration pulsante (normalement entre $2F_A$ et l'harmonique de vitesse de régime la plus proche). Cette situation nécessite souvent un spectre «zoom» afin de distinguer la vibration à $2F_A$ de l'harmonique de vitesse de régime. Un rotor excentrique génère une vibration à $2F_A$ encadrée par des bandes latérales à la fréquence de passage des pôles (F_P) ainsi que des bandes latérales F_P de part et d'autre de la vitesse de régime. La F_P apparaît à basse fréquence (F_P = fréquence de glissement X nb de pôles). Les valeurs courantes de la F_P se situent entre 20 et 120CPM (0,3 – 2,0Hz) environ. Un pied de machine «spongieux» ou un désalignement sont souvent la cause d'un entrefer variable causé par la distorsion (il s'agit ici d'un problème d'origine mécanique et non électrique).

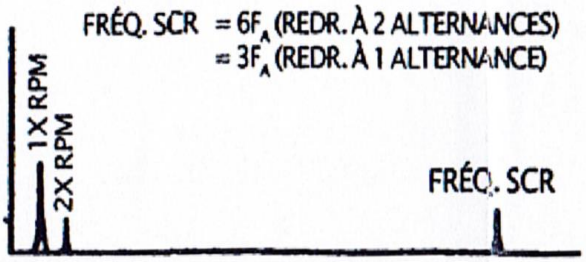
Des barres de rotor ou des anneaux de court-circuitage cassés ou fissurés, des joints défectueux entre les barres de rotor et les anneaux de court-circuitage, ou encore des disques de rotor court-circuité produisent des vibrations élevées à la vitesse de régime, accompagnées de bandes latérales de fréquence de passage de pôle (F_P). Ces problèmes peuvent aussi générer des bandes latérales de F_P de part et d'autre des deuxième, troisième, quatrième et cinquième harmoniques de vitesse de régime. La présence de barres de rotor desserrées ou ouvertes est indiquée par des bandes latérales à $2F_A$ encadrant la fréquence de passage des barres de rotor (FPBR) et/ou ses harmoniques (FPBR = nb de barres X RPM). Cette situation se traduit souvent par des niveaux élevés à 2X FPBR, avec une faible amplitude seulement à 1X FPBR. Des arcs électriques entre des barres de rotor desserrées et les anneaux d'extrémité produisent souvent des niveaux élevés à 2X FPBR (avec des bandes latérales de $2F_A$), mais pratiquement aucune augmentation de l'amplitude à 1X FPBR.

Les problèmes de phase causés par des connecteurs desserrés ou cassés peuvent provoquer des vibrations excessives à $2F_A$, accompagnées de bandes latérales espacées de $1/3F_A$. Des niveaux à $2F_A$ peuvent dépasser 1,0po/sec s'ils ne sont pas corrigés. Ce problème est particulièrement aigu si le connecteur défectueux ne fait contact que sporadiquement. Les connecteurs défectueux doivent être réparés afin d'éviter tout risque de panne catastrophique.

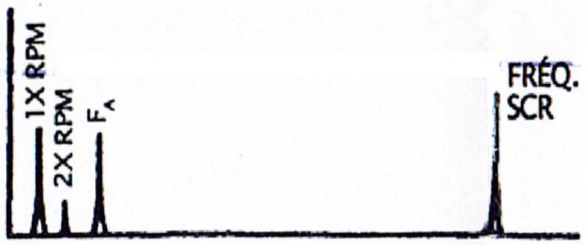
Une bobine de stator de moteur synchrone qui a du jeu génère des vibrations assez élevées à la fréquence de passage de bobine (FPB); celle-ci est égale au nombre de bobines X RPM (nb bobines = nb pôles X nb bobines/pôles). La FPB est encadrée de bandes latérales à 1X RPM. Un problème de moteur synchrone peut aussi être signalé par des crêtes de forte amplitude entre 60000 et 90000 CPM, accompagnées de bandes latérales à $2F_A$. On doit prendre au moins une lecture de spectre jusqu'à 90000 CPM sur chaque boîtier de roulement.

MOTEURS c.c. ET COMMANDES

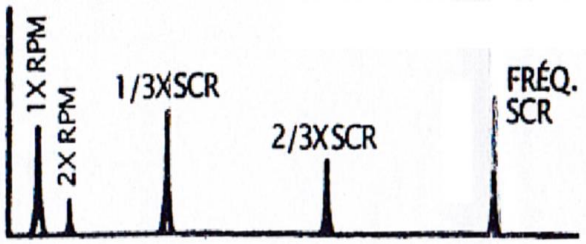
A. SPECTRE NORMAL



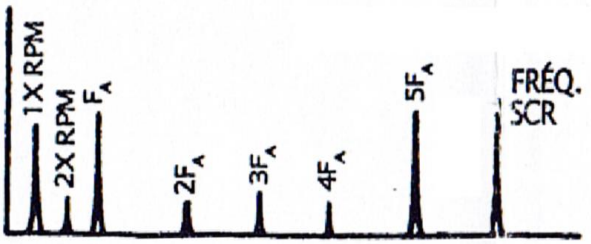
B. ENROULEMENTS CASSÉS, PROBLÈMES DE MISE À LA MASSE OU RÉGLAGE DÉFECTUEUX



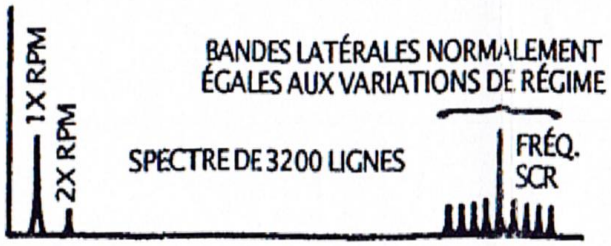
C. CIRCUIT D'ALLUMAGE DÉFECTUEUX OU FUSIBLE GRILLÉ



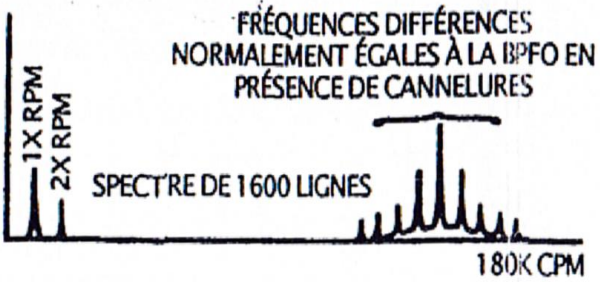
D. SCR DÉFECTUEUX, CIRCUIT DE COMMANDE COURT-CIRCUITÉ, CONNEXIONS DESSERRÉES ET/OU FUSIBLE GRILLÉ



E. CIRCUIT DE COMPARAISON DÉFECTUEUX



F. PASSAGE DE COURANT À TRAVERS LES ROULEMENTS DU MOTEUR



De nombreux problèmes de moteur c.c. et de commandes peuvent être décelés par une analyse des vibrations. Les moteurs à redresseurs à 2 alternances (6SCR) génèrent un signal à 6X la fréquence d'alimentation $6F_A$ = 360KHz = 21600CPM), tandis que les moteurs c.c. à redresseurs à 1 alternance (3SCR) génèrent des signaux à 3X la fréquence d'alimentation ($3F_A$ = 180Hz = 10800CPM). La fréquence d'allumage des SCR apparaît normalement dans le spectre d'un moteur c.c. mais à faible amplitude. À noter la présence d'autres crêtes à des multiples de la F_A.

Lorsque le spectre d'un moteur c.c. est dominé par des niveaux élevés à 1X ou 2X SCR, cela dénote habituellement un enroulement cassé ou un mauvais réglage du système de commande électrique. Un bon réglage peut diminuer considérablement la vibration s'il s'agit avant tout d'un problème de commande. À ces fréquences, les amplitudes sont assez fortes, soit de l'ordre 0,10po/sec avec des crêtes à 1X SCR et de 0,04po/sec à la fréquence d'allumage de 2XSCR.

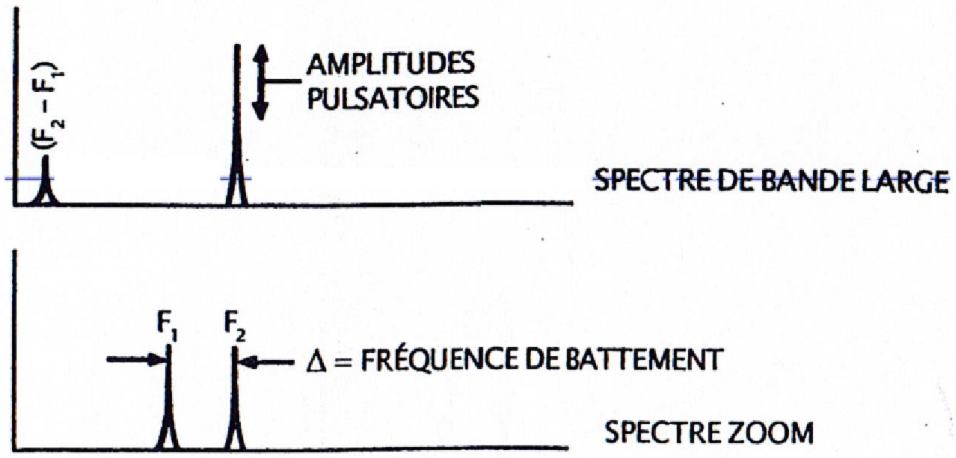
Lorsqu'un circuit d'allumage fait défaut, 1/3 de la puissance est alors perdue, ce qui peut occasionner des variations de régime répétées du moteur et des amplitudes élevées à 1/3X et 2/3X de la fréquence SCR (1/3X fréq. SCR = 1X F_A pour les SCR à 1 alternance et 2X F_A pour les SCR à 2 alternances).
Attention: la configuration des circuits et des SCR doit être connue avant de procéder à la réparation du moteur (nb de SCR, nb de circuits d'allumage, etc.)

Les SCR défectueux, les circuits de commande court-circuités et/ou les connexions desserrées peuvent générer des crêtes d'amplitude perceptibles à de nombreuses combinaisons de fréquence d'alimentation (F_A) et de fréquence d'allumage SCR. Normalement, un SCR défectueux peut générer des niveaux élevés à la F_A, et/ou à $5F_A$ dans les moteurs à 6SCR. Le spectre d'un moteur c.c. ne devrait jamais présenter de F_A ni de $2F_A$, $4F_A$ ou $5F_A$.

Un circuit de comparaison défectueux peut causer des problèmes de fluctuation de régime ou d'oscillations longitudinales qui provoquent un cycle d'affaiblissement et de régénération constant du champ magnétique. Ces bandes latérales se rapprochent souvent des variations de régime et nécessitent une FFT à haute définition pour les déceler. Elles peuvent aussi être causées par la génération-régénération du champ magnétique.

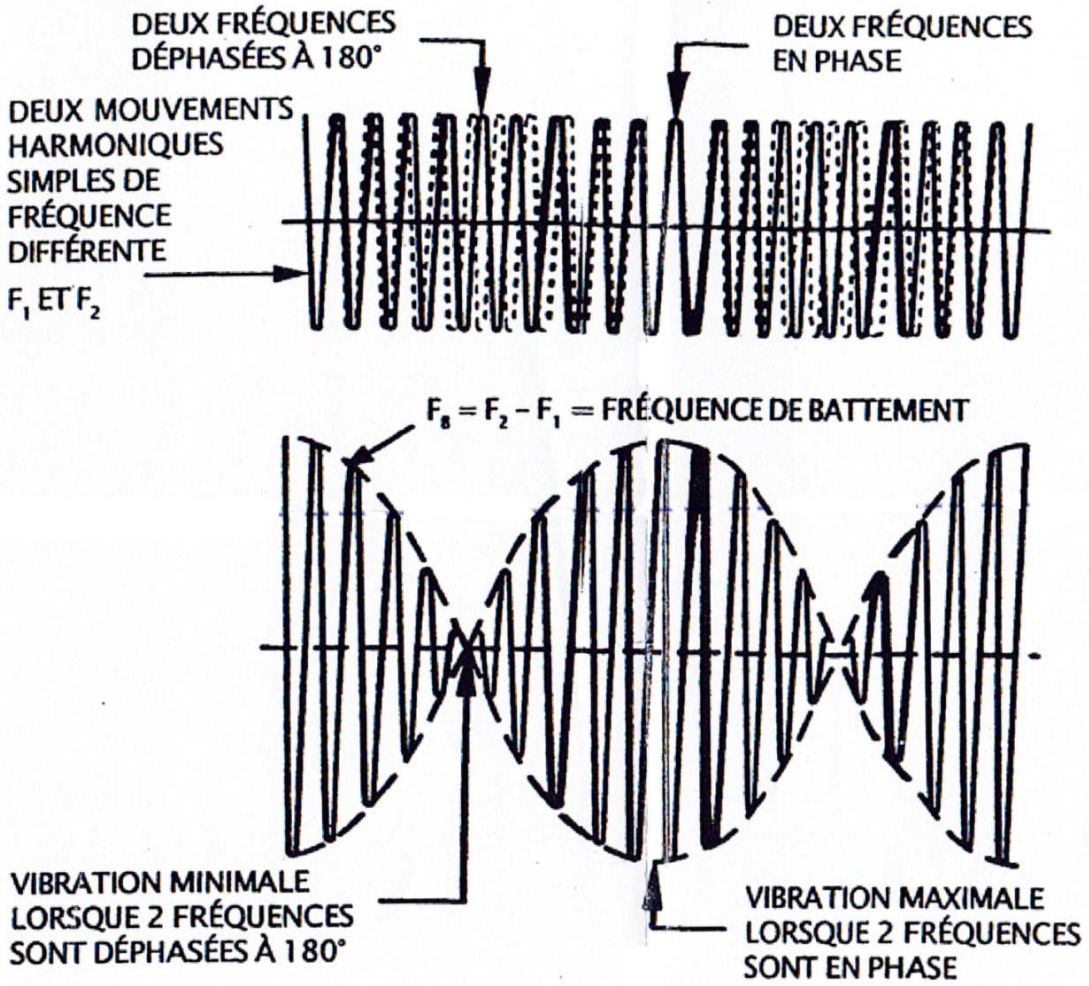
Les cannelures induites électriquement sont normalement décelées par une série de fréquences différences dont l'espacement est le plus souvent présent à la fréquence de défectuosité de la voie de roulement extérieure, même si des cannelures sont présentes sur les voies de roulement intérieure et extérieure. Celles-ci se cantonnent habituellement dans une plage située entre 100000 et 150000 CPM. Un spectre de 1600 lignes à 180K CPM est recommandé pour les besoins de détection, avec des mesures sur les roulements intérieur et extérieur des moteurs c.c.

VIBRATION DE BATTEMENT



DEUX FRÉQUENCES

DEUX FRÉQUENCES



REMARQUES

Une fréquence de battement résulte de deux fréquences trop rapprochées qui sont alternativement en phase et déphasées. Le spectre de bande large montre normalement une crête de pulsation vers le haut et vers le bas. Lorsque l'on observe cette crête de plus près (spectre du bas), on remarque qu'il y a en fait deux crêtes très rapprochées. La différence de ces deux crêtes ($F_2 - F_1$) est la fréquence de battement que l'on observe dans le spectre de bande large. La fréquence de battement n'est généralement pas perceptible dans les mesures habituelles de plage de fréquences, car il s'agit d'une basse fréquence de 5 à 100CPM seulement environ.

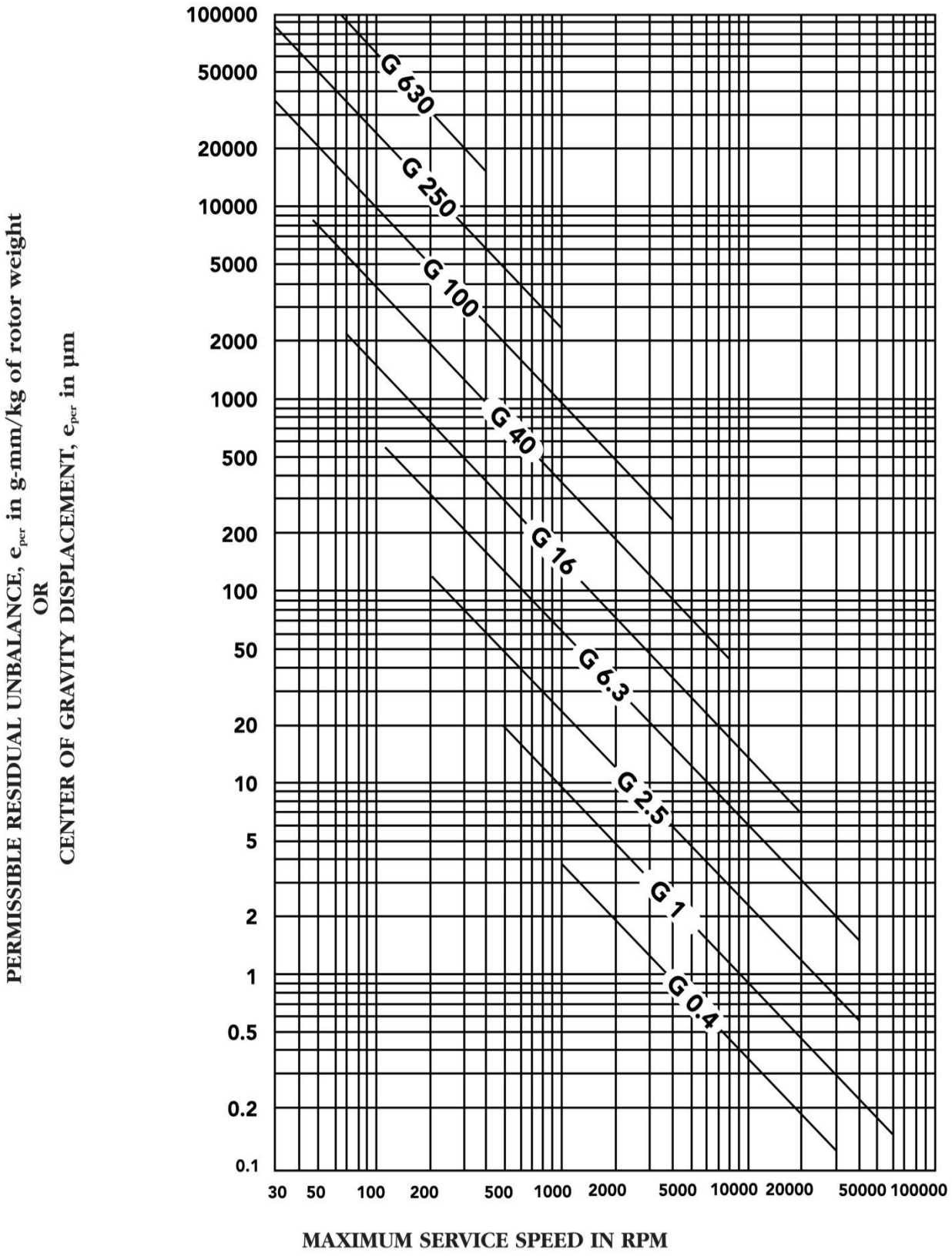
La vibration maximale se produit lorsque l'onde de durée d'une fréquence (F_1) est en phase avec l'onde de l'autre fréquence (F_2). Pour sa part, la vibration minimale se produit lorsque les ondes de ces deux fréquences sont déphasées de 180degrés.

Annexe EN : Balance quality grades for various groups of representative rigid rotors **(From ISO 1940/1)**

Balance Quality Grade	Product of the Relationship ($e_{per} \times \omega$) (1) (2) mm/s	Rotor Types - General Examples
G 4 000	4 000	Crankshaft/drives(3) of rigidly mounted slow marine diesel engines with uneven number of cylinders(4)
G 1 600	1 600	Crankshaft/drives of rigidly mounted large two-cycle engines
G 630	630	Crankshaft/drives of rigidly mounted large four-cycle engines Crankshaft/drives of elastically mounted marine diesel engines
G 250	250	Crankshaft/drives of rigidly mounted fast four-cylinder diesel engines(4)
G 100	100	Crankshaft/drives of fast diesel engines with six or more cylinders(4) Complete engines (gasoline or diesel) for cars, trucks and locomotives(5)
G 40	40	Car wheels, wheel rims, wheel sets, drive shafts Crankshaft/drives of elastically mounted fast four-cycle engines with six or more cylinders(4) Crankshaft/drives of engines of cars, trucks and locomotives
G 16	16	Drive shafts (propeller shafts, cardan shafts) with special requirements Parts of crushing machines Parts of agricultural machinery Individual components of engines (gasoline or diesel) for cars, trucks and locomotives Crankshaft/drives of engines with six or more cylinders under special requirements
G 6.3	6.3	Parts of process plant machines Marine main turbine gears (merchant service) Centrifuge drums Paper machinery rolls; print rolls Fans Assembled aircraft gas turbine rotors Flywheels Pump impellers Machine-tool and general machinery parts Medium and large electric armatures (of electric motors having at least 80 mm shaft height) without special requirements Small electric armatures, often mass produced, in vibration insensitive applications and/or with vibration-isolating mountings Individual components of engines under special requirements
G 2.5	2.5	Gas and steam turbines, including marine main turbines (merchant service) Rigid turbo-generator rotors Computer memory drums and discs Turbo-compressors Machine-tool drives Medium and large electric armatures with special requirements Small electric armatures not qualifying for one or both of the conditions specified for small electric armatures of balance quality grade G 6.3 Turbine-driven pumps
G 1	1	Tape recorder and phonograph (gramophone) drives Grinding-machine drives Small electric armatures with special requirements
G 0.4	0.4	Spindles, discs and armatures of precision grinders Gyroscopes

1) $\omega = 2\pi n/60 \approx n/10$, if n is measured in revolutions per minute and ω in radians per second.
2) For allocating the permissible residual unbalance to correction planes, refer to "Allocation of U_{per} to correction planes."
3) A crankshaft/drive is an assembly which includes a crankshaft, flywheel, clutch, pulley, vibration damper, rotating portion of connecting rod, etc.
4) For the purposes of this part of ISO 1940/1, slow diesel engines are those with a piston velocity of less than 9 m/s; fast diesel engines are those with a piston velocity of greater than 9 m/s.
5) In complete engines, the rotor mass comprises the sum of all masses belonging to the crankshaft/drive described in note 3 above.

Annexe EN : B.Maximum permissible residual unbalance, eper (Imperial values adapted from **ISO 1940/1)**



Annexe Fr : Degrés de qualité d'équilibrage pour différents groupes de rotors rigides representatives

(ISO 1940/1-1986 (F))

Degré de qualité d'équilibrage	Produit de la relation $(e_{adm} \times \omega)$ 1), 2) mm/s	Types de rotors — Exemples généraux
G4 000	4 000	Entraînement par vilebrequin 3) de moteurs Diesel marins à vitesse lente 4), montage rigide, avec un nombre de cylindres impair
G1 600	1 600	Entraînement par vilebrequin, montage rigide, de gros moteurs à deux temps
G630	630	Entraînement par vilebrequin, montage rigide, de gros moteurs à quatre temps
		Entraînement par vilebrequin, montage élastique, des moteurs Diesel marins
G250	250	Entraînement par vilebrequin, montage rigide, de moteurs Diesel rapides 4) à quatre cylindres
G100	100	Entraînement par vilebrequin de moteurs Diesel rapides 4) avec six cylindres ou plus
		Moteurs complets 5) (à essence ou Diesel) pour voitures, camions et locomotives
G40	40	Roues de voitures, jantes de roues, ensemble de roues, arbres d'entraînement
		Entraînement par vilebrequin, montage élastique de moteurs rapides 4) à quatre temps (à essence ou Diesel) avec six cylindres ou plus
		Entraînement par vilebrequin de moteurs de voitures, camions et locomotives
G16	16	Arbres d'entraînement (arbres d'hélices, arbres à la cardan) avec exigences particulières
		Pièces de machines à broyer
		Pièces de machines agricoles
		Pièces détachées de moteurs (à essence ou Diesel) pour voitures, camions et locomotives
		Entraînement par vilebrequin de moteurs avec six cylindres ou plus dans des conditions particulières
G6,3	6,3	Pièces de machines de transformation
		Engrenages de turbines marines principales (marine marchande)
		Tambours centrifuges
		Rouleaux de machines à papier ; rouleaux de machines d'impression
		Ventilateurs
		Montage de rotors avec turbines à gaz pour l'aéronautique
		Volants
		Impulseurs de pompes
		Machines-outils et pièces de machines courantes
		Armatures électriques grandes et moyennes (de moteurs électriques ayant au moins une hauteur de tige de 80 mm) sans exigences spéciales
		Petites armatures électriques souvent produites en série, pour les applications insensibles aux vibrations et/ou avec des supports isolants contre les vibrations
		Pièces détachées de moteurs avec des exigences particulières
G2,5	2,5	Turbines à gaz et à vapeur y compris les turbines marines principales (marine marchande)
		Rotors de turbogénérateur rigides
		Tambours et disques de mémoire d'ordinateur
		Turbocompresseurs
		Entraînements de machines-outils
		Armatures électriques grandes et moyennes avec des exigences particulières
		Petites armatures électriques ne se qualifiant pas pour l'une ou les deux conditions spécifiées pour les petites armatures électriques de degré de qualité d'équilibrage **G6,3**
		Pompes à entraînement par turbines
G1	1	Entraînement de magnétophones et de phonographe (gramophone)
		Entraînement de meules
		Petites armatures électriques avec exigences particulières
G0,4	0,4	Broches, disques et armatures de meules de précision
		Gyroscopes

1) $\omega = 2\pi n/60 \approx n/10$ si n est mesuré en tours par minute et ω en radians par seconde.

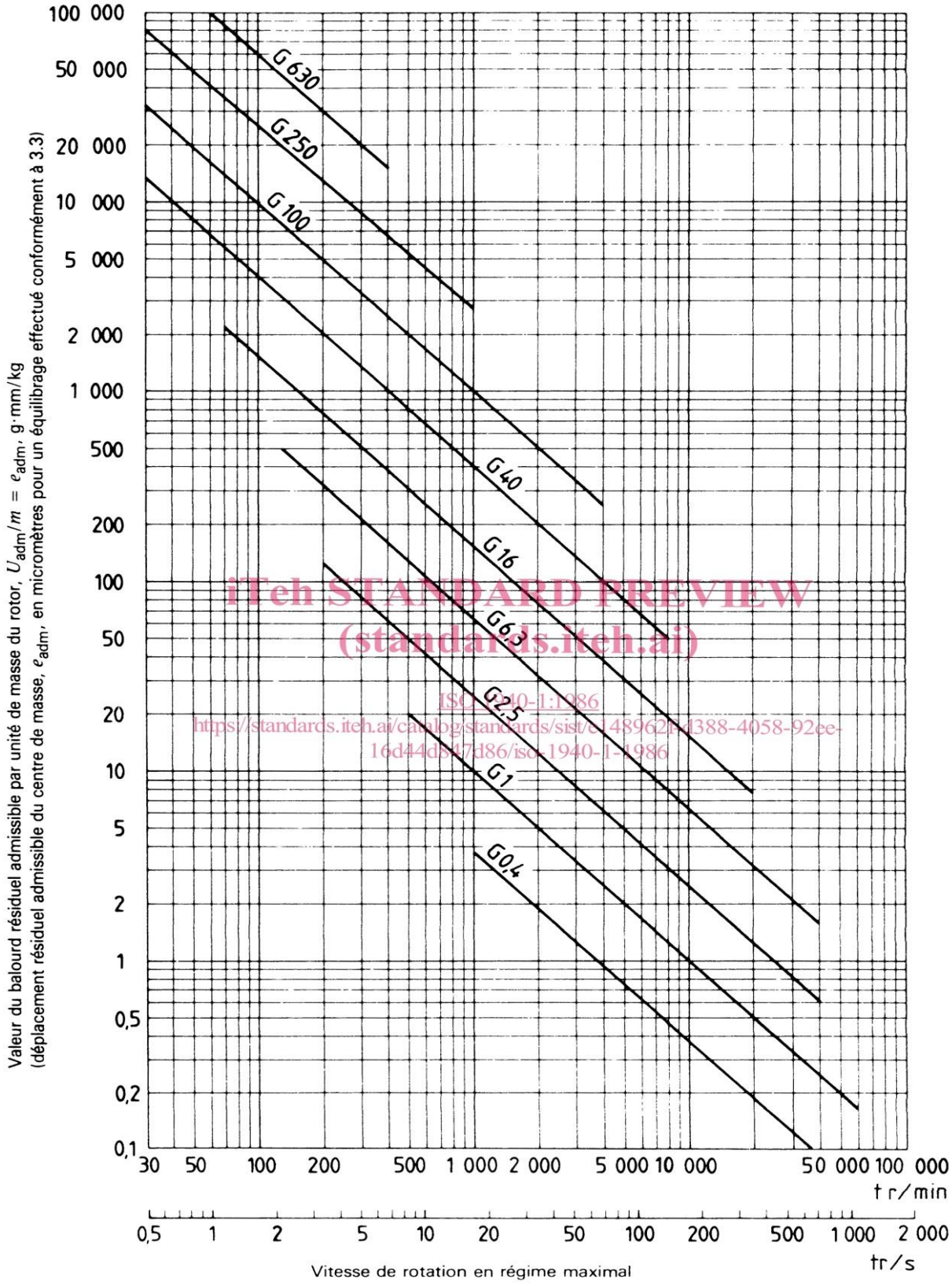
2) Pour l'attribution du balourd résiduel admissible aux plans de correction, voir chapitre 7.

3) Un entraînement par vilebrequin est un montage qui comprend le vilebrequin, un volant, un embrayage, une poulie, un amortisseur de vibrations, la partie en rotation de la bielle, etc. (voir 3.5).

4) Dans la présente partie de l'ISO 1940, les moteurs Diesel lents sont ceux dont la vitesse du piston est inférieure à 9 m/s, les moteurs Diesel rapides sont ceux dont la vitesse du piston est supérieure à 9 m/s.

5) Pour les moteurs complets, la masse du rotor comprend la somme de toutes les masses qui appartiennent à l'entraînement par vilebrequin décrit dans la note 3 ci-dessus.

Annexe Fr : Valeur du balourd spécifique résiduel maximal admissible correspondant à divers degrés de qualité d'équilibrage **(ISO 1940/1-1986 (F))**



iTeh STANDARD PREVIEW
(standards.iteh.ai)
ISO 1940-1:1986
https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/e148962d-4388-4058-92ee-16d44d8d7d86/iso-1940-1-1986

NOTE — La valeur numérique après la lettre G est égale au produit ($e_{adm} \times \omega$), exprimé en millimètres par seconde.

Programme en Matlab de l'équilibrage plan 1 pour les rotor rigide et les rotors quasi-flexibles :

```
clc
clear all
disp('Matlab-balancing program plan 1 for rigid rotors and quasi-flexible rotors ')
disp('This program was created by Said KOUIDRI and Kouider GHRIS')
disp('This field of research is under motivation and orientation of prof:Mohammed
SAROUTE')
disp('  ')
disp('Matlab-programme équilibrage plan 1 pour les rotor rigide et les rotors quasi-
flexibles')
disp('Ce programme a été créé par Said KOUIDRI et Kouider GHRIS')
disp('Ce domaine de recherche est sous la motivation et l_orientation du
prof:Mohammed SAROUTE')
disp('Contact : said.kouidri7@gmail.com')
disp('  ')
disp('éntrez l_amplitude de vitesse de la "vibration absolue" de balourd initial')
disp('en mm/s ,Example Av_0=4.86')
Av_0=input('Av_0=') ;
disp('éntrez la phase de balourd initial en degree,Example phi_0=0.2 ')
phi_0=input('phi_0=');
disp('Connaissez-vous la valeur de la masse du rotor ? si vous savez, écrivez oui')
disp('si non écrivez non')
oui=1;
non=0;
reponse=input('reponse=');
if reponse==oui
disp('éntrezla valure de la masse du rotor M en kg,Example M=1.2')
M=input('M=');
disp('éntrez la valure de balourd spécifique e_adm en g.mm/kg ,à l_aide de l_abaque')
disp('ISO 1940 ,Nous choisissons la vitesse de fonctionnement (rotation ou service)
')
disp('Nr comme point dans laxe X et et déposezle sur la line de classe de rotor G .')
disp('L_intersection à partir de laquelle on obtient le point e_adm dans laxe Y')
disp('Examp: classe de rotor =G6.3,la vitesse de fonctionnement =3000 RPM')
disp('L_intersection donne e_adm =20 g.mm/kg ')
e_adm=input('e_adm=');
disp('le balourd résiduel admissible U_adm en g.mm est: ')
U_adm=e_adm*M
disp('éntrez la valeur du rayon du lieu que vous souhaitez placer la masse d_essai ')
disp('en mm,R_ess=41 ')
R_ess=input('R_ess=');
disp('la masse équivalente ,appelée aussi une masse résiduelle m_r en g est: ')
m_r=U_adm/R_ess
disp('La norme ISO 1940 recommande de choisir une masse d_essai m_ess en g enter ')
disp('m_ess_min et m_ess_max')
m_ess_min=m_r*5
m_ess_max=m_r*10
disp('éntrez une masse d_essai m_ess en g,Example m_ess=1.6  ')
m_ess=input('m_ess=');
  else if reponse==non
  disp(' choisir une masse d_essai m_ess en g en utilisant votre expérience,Example
m_ess=1.6 ')
  m_ess=input('m_ess=');
  disp('éntrez la valeur R_ess du rayon du lieu que vous souhaitez placer la masse
d_essai')
  disp('en mm ,Example R_ess=41')
  R_ess=input('R_ess=');
      end
end
disp('le lieu de la masse d_essai comme un référence d_équilibrage ,angle
angle_m_ess=0°')
disp('éntrez l_amplitude de vitesse de la "vibration absolue" de balourd
résultant(après ')
disp('avoir ajouté une masse d_essai)en mm/s ,Example Av_1=1.56')
Av_1=input('Av_1=');
disp('éntrez la phase de balourd résultant en degree,Example phi_1=-8.77 ')
```

```
phi_1=input('phi_1=');
V0=Av_0*(cosd(phi_0)+j*sind(phi_0));
phi_V0_rad=angle(V0);
phi_V0_deg=rad2deg(phi_V0_rad);
V1=Av_1*(cosd(phi_1)+j*sind(phi_1)) ;
phi_V1_rad=angle(V1);
phi_V1_deg= rad2deg(phi_V1_rad);
Ve_prime=V1-V0 ;
phi_Ve_prime_rad=angle(Ve_prime);
phi_Ve_prime_deg= rad2deg(phi_Ve_prime_rad);
Vc=-V0;
phi_Vc_rad=angle(Vc);
phi_Vc_deg= rad2deg(phi_Vc_rad);
if (imag(Vc)< 0) && (imag(Ve_prime)< 0)
    angle_C_de_correction=phi_Vc_deg-phi_Ve_prime_deg
end
if (phi_Vc_deg == 180)&& (imag(Ve_prime)< 0);
   phi_Vc_deg=phi_Vc_deg*phi_Ve_prime_deg/abs(phi_Ve_prime_deg);
   angle_C_de_correction=phi_Vc_deg-phi_Ve_prime_deg
end
if phi_Vc_deg == phi_Ve_prime_deg;
angle_C_de_correction=0
end
if (phi_Vc_deg) > 0 && (phi_Ve_prime_deg < 0);
         if real(Ve_prime)< 0
         phi_Vc_deg=-360+phi_Vc_deg;
         angle_C_de_correction=phi_Vc_deg-phi_Ve_prime_deg
         else if real(Ve_prime)> 0
         angle_C_de_correction=phi_Vc_deg-phi_Ve_prime_deg
         end
         end
end
if (phi_Vc_deg) > 0 && (phi_Ve_prime_deg > 0);
   angle_C_de_correction=phi_Vc_deg-phi_Ve_prime_deg
end

disp('la masse de correctione avec un angle en degree angle_C_de_correction :')
angle_C_de_correction
disp('la masse de correctione m_corr en g:')
m_corr=m_ess*abs(V0)/abs(Ve_prime)
disp('le rayon de du lieu de la masse de correctione R_corr en mm est:')
R_corr=R_ess
disp('Si vous souhaitez extraire des valeurs par méthode graphique')
disp('( diagramme vectoriel) utilise le site https://www.geogebra.org/m/whh7jnmb ')
V0
phi_V0_deg
V1
phi_V1_deg
Ve_prime
phi_Ve_prime_deg
Vc
phi_Vc_deg
disp('Si vous shouaitez modifier le rayon du lieu de la masse de correctione')
disp('en gardant l_angle de correction,éntrez le nouveau rayon de votre choix
R_corr_New en mm')
R_corr_New=input('R_corr_New=');
disp('la nouvelle masse de correction m_corr_New en g est :')
m_corr_New=m_corr*R_corr/R_corr_New
```

BIBLIOGRAPHIE

BIBLIOGRAPHIE

[1] J. Chatelain,"Machines Electriques," dans *Traité d'Électricité* ,Vol. 10, J. Neirynck, Suisse: Presses polytechninques romandes, 1983.

[2] M. E. El-Hawary, *Electrical Energy Systems*, Florida, USA: CRC Press LLC, 2000.

[3] *Guide technique :Protection et contrôle des moteurs triphasés asynchrones*, France: Legrand, 2020, Accédé: Mar.5.2022. [en ligne]. Disponible : *https://export.legrand.com/guide-technique-protection-et-controle-des-moteurs-triphases-asynchrones*

[4] L. Lasne, *Exercices et problèmes d'électrotechnique :notions de base et machines électriques*, Paris, France: Dunod, 2005.

[5] R. P . Bouchard et G. Olivier ,*Conception de moteurs asynchrones triphasés*, Canada: Éditions de l'Ecole Polytechnique de Montréal, 1997.

[6] C. Müssener et R. Linnertz ,*Cours UniTrain :Machines asynchrones*, Lucas Nülle LabSoft, (Ver 1.0.0.5), exe.

[7] T. Wildi et G. Sybille, *Électrotechnique*, 4e Éd, Canada: De Boeck, 2005.

[8] J. Faiz, V. Ghorbanian et G. Joksimović, "Fault Diagnosis of Induction Motors," dans *IET Energy Engineering Series*, Vol. 108, London, UK: The Institution of Engineering and Technology, 2017.

[9] J. Bird, *Electrical and Electronic Principles and Technology*, 2nd Ed ,Oxford, UK: Newnes, 2003.

[10] M. Guerguer, " *Diagnostic de la machine asynchrone par analyse vibratoire* ", Mémoire de Master, Dépt.Gén.Élect, Univ Constantine 1, Constantine , Algérie, 2013.

[11] R. K. Mobley, "Maintenance Fundamentals," dans *Plant Engineering Maintenance Series*, Vol. 3, 2nd Edi, Oxford, UK: Elsevier Inc, 2004.

[12] *Réunion technique :Les Contrôles Non Destructifs*, France : CIMI.Cellule de Diffusion Technologique, 2012, Accédé:Fév.22.2022. [en ligne]. Disponible *:https://www.cimi.fr/images/stories/cdt/CDT_Controle_non_destructif_201203.pdf*

[13] F. Champavier, "La Maintenance Conditionnelle," dans *Formation : Analyse vibratoire des machines tournantes,* Chap.1 ,01db MetraVib Technologies,2008, Accédé: Mar.16.2022. [en ligne]. Disponible *: https://archive.org/details/AnalyseVibratoireDesMachinesTournantesPdf*

[14] E. Fournier, "*Protocole de diagnostic des entrainements asynchrones par references: application a la detection des desequilibres mecaniques et des defauts de courroie* ", Thèse de Doctorat, Dépt.Gén.Élect, Univ Toulouse, Toulouse, France, 2015.

[15] A. Medoued, "*Surveillance et diagnostic des defauts des machines electriques : Applications aux moteurs asynchrones* ", Thèse de Doctorat, Dépt.Gén.Élect, Univ 20 Août 1955, Skikda, Algérie, 2012.

[16] A. Chahmi, "*Identification paramétrique de la machine asynchrone dédiée au diagnostic,*", Thèse de Doctorat, Dépt.Gén.Élect, Univ Mohamed Boudiaf, Oran, Algérie, 2017.

[17] P. O'donnell, *Report of large motor reliability survey of industrial and commercial installations*, Part I, IEEE Transactions on industry applications, Vol. 21, no. 4, 1985.

[18] P. F. Albrecht, J. C. Appiarius, R. M. McCoy, E.L. Owen et D.K. Sharma, *Assesment of the reliability of motors in utility applications - updated*, IEEE Transactions on energy conversion, Vol. 1, no. 1, 1986.

[19] O. V. Thorsen et M. Dalva*, Failure identification and analysis for highvoltage induction motors dans the petrochemical industry*, IEEE Transactions on industry applications, Vol. 35, no. 4, 1999.

[20] S. Nordin, I.Muhammad et I. Rosdiazli, *Condition Monitoring and Faults Diagnosis of Induction Motors: Electrical Signature Analysis,* Boca Raton, FL :CRC Press, 2019.

[21] K. Alameh, "*Contribution au diagnostic et à l'analyse de défauts d'une machine synchrone à aimants permanents* ", Thèse de Doctorat, Dépt.Automatique, Univ Rouen Normandie, Rouen, France, 2017.

[22] Y. Imaouchen, "*Mesure et analyse des vibrations des machines électriques tournantes*", Thèse de Doctorat, Dépt.Gén.Élect, Univ Abderrahmane Mira, Bejaia, Algérie, 2015.

[23] M. Bensmaine, "*Réalisation d'un banc d'essai destiné au diagnostic des défauts d'excentricité*", Mémoire de Magistère, Dépt.Gén.Élect, Univ Mohamed Boudiaf, Oran, Algérie, 2012.

[24] M. Houioua, "*Etude comparative des différents facteurs de sévérité de défauts dans un moteur asynchrone triphasé* ", Mémoire de Master, Dépt.Gén.Élect, Univ Mohamed Khider, Biskra, Algérie, 2019.

[25] F. Champavier, "Les Outils de Traitement du Signal," dans *Formation :Analyse vibratoire des machines tournantes,* Chap. 5, 01db MetraVib Technologies, 2008, Accédé: Mar.16.2022. [en ligne]. Disponible *: https://archive.org/details/AnalyseVibratoireDesMachinesTournantesPdf*

[26] D. Norfield, *Practical Balancing of Rotating Machinery,* Oxford, UK: Elsevier, 2006.

[27] R. B. McMillan*, Rotating machinery :Practical solutions to unbalance and misalignment*, Lilburn, Georgia: The Fairmont Press Inc, 2004.

[28] M. Camhaoil, A. C. Nielsen et C. N. Aonghusa, *Application notes: Static and Dynamic Balancing of Rigid Rotors,* Denmark :Brüel & Kjaer, (n.d).

[29] A. Boulenger et C. Pachaud, *Aide-mémoire : Surveillance des machines par analyse des vibrations,* Paris, France:Dunod, 2009.

[30] K. Merah, "*Diagnostic des défauts de roulement d'un moteur par analyse vibratoire (Etude comparative avec l'analyse du courant statorique)*", Mémoire de Magistère, Dépt.Gén.Élect, Univ Mohamed Boudiaf, Oran, Algérie, 2016.

[31] H. Faigner, *Analyse vibratoire des machines tournantes: Strategies de maintenance*, Chap. 24, BTS MI, Accédé: Avr.5.2022. [en ligne]. Disponible : *https://hubertfaigner.fr/wp-content/uploads/2021/04/S51-Approche-Systemique-dun-Bien.docx*

[32] F. Champavier, "L'Analyse Vibratoire," dans *Formation :Analyse vibratoire des machines tournantes,* Chap. 2, 01db MetraVib Technologies, 2008, Accédé: Mar.16.2022. [en ligne]. Disponible *: https://archive.org/details/AnalyseVibratoireDesMachinesTournantesPdf*

[33] B. Magnard et E. Pasquier, *Maxicours :Méthode d'équilibrage*, France: Educlever, 2021, Accédé: Avr.25.2022. [en ligne]. Disponible : *https://www.maxicours.com/se/cours/methode-d-equilibrage-1/*

[34] Acoustics & Vibration Research Group, *Mechanical Engineering,* The Free University of Brussels, Belgium: Brüel & Kjaer, 2001, Accédé: Avr.29.2022. [en ligne]. Disponible *: https://slideplayer.com/slide/5021409*

[35] *IMI Sensors Product Catalog : Industrial Vibration Sensors Switches & Instrumentation,* USA: PCB Group Inc, 2012, Accédé: Mar.14.2022. [en ligne]. Disponible : *https://www.pcb.com/Contentstore/mktgcontent/Linkeddocuments/IMI_Downloads/IMICat_LowRes.pdf*

[36] *Capteurs inductifs (à courants de Foucault) pour le déplacement, la distance & la position,* Accédé: Mai.23.2022. [en ligne]. Disponible *: https://www.usinenouvelle.com/expo/capteurs-inductifs-a-courants-de-fouca-p132893620.html*

[37] F. Champavier, "La Surveillance des Machines," dans *Formation :Analyse vibratoire des machines tournantes,* Chap. 4, 01db MetraVib Technologies, 2008, Accédé: Mar.16.2022. [en ligne]. Disponible *:* https://archive.org/details/AnalyseVibratoireDesMachinesTournantesPdf

[38] C. Mcmillen, *ARTICLE : Accelerometers: What do I use* ,Baker Hughes, 2021, Accédé: Mai.23.2022. [en ligne]. Disponible *: https://www.bakerhughes.com/bently-nevada/orbit-home/orbit-article/accelerometers-what-do-i-use*

[39] *Capteurs intelligents,* Accédé: Mai.23.2022. [en ligne]. Disponible *: https://www.andromediatech.com/capteurs-intelligents/*

[40] *Les détecteurs tout ou rien*, Accédé: Mai.23.2022. [en ligne]. Disponible *: http://lycees.ac-rouen.fr/maupassant/site2/BEPME/sujet04_05/comm_%20tech/Presentation/Doc_eleve/12_detecteurs.pdf*

[41] *Capteurs et détecteurs* , Accédé: Mai.23.2022. [en ligne]. Disponible *: https://formation-bp-melec-89.webself.net/file/si309268/download/T-BP-TD6-fi5157762.pdf*

[42] D. Stilp, "*Vibration Analysis Services* ", FES Systems Inc and GEA Refrigeration Division, 2008, [Modifié par S. Kouidri et K. Ghris], Accédé: Avr.13.2022. [en ligne]. Disponible : *https://cupdf.com/document/rt-2008-principles-and-practices-of-vibrational-analysis-keefer.html?page=25*

[43] E. Sghaier, "*Dynamique des rotors à très hautes vitesses en régime non stationnaire :Identification par le filtre de Kalman*", Thèse de Doctorat, Dépt.Gén.Méc, Univ Paris-Saclay, France, 2020, [Modifié par S. Kouidri et K. Ghris].

[44] E. Boulai, "Vibrations,"dans *Acoustique industrielle Vibrations*, Chap. 1, Moteurs Leroy Somer, 2015, p. 16, Accédé: Mar.31.2022. [en ligne]. Disponible : *https://slideplayer.fr/slide/12015305*

[45] L. Maurice et J. Adams, "Rotating machinery vibration :From analysis to troubleshooting," dans *Mechanical Engineering Series*, Vol. 130, L. L. Faulkner, New York, USA: Marcel Dekker Inc, 2001.

[46] *Transformation de Fourier : rappels,* Mai.25.2022. [en ligne]. Disponible *: https://glq2200.clberube.org/chapitres/docs/signal-fourier*

[47] P. Girdhar et C. Scheffer, *Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance*, Oxford, UK: Newnes, 2004.

[48] *Niveaux vibratoires admissibles sur les machines tournantes,* Norme ISO 2372, Accédé: Mai.15.2022. [en ligne]. Disponible *: http://www.vibraconseil.fr/normes/norme%20ISO%202372.htm*

[49] *Analyse vibratoire des machines tournantes :Initiation ,* France: Impédance machines, (n.d). *http://www.impedance.fr*

[50] H. P. Bloch et F. K. Geitner, *Machinery Failure Analysis and Troubleshooting :Practical Machinery Management for Process Plants,* Vol. 2, 4th Ed*,* Oxford, UK :Elsevier, 2012.

[51] B. Magnard et E. Pasquier, *Maxicours : Phenomene de desequilibre et equilibrage*, France: Educlever, 2021, Accédé: Avr.25.2022. [en ligne]. Disponible : *https://www.maxicours.com/se/cours/phenomene-de-desequilibre-et-equilibrage-2*

[52] E. J. Gunter et C. Jackson*. Balancing of rigid and flexible rotors*. F. F. Ehrich, Malabar, Florida : Krieger Publishing Company, 1999.

[53] M. Thomas, "Équilibrage et alignement des machines," dans *Vibrations expérimentales,* École de Technologie supérieure, 2003, Accédé: Mar.29.2022. [en ligne]. Disponible : *http://acversailles.free.fr/documentation/08~Documentation_Generale_M_Suire/Vibrations/Balourd/Equilibrage_et_alignement_des_machines.pdf*

[54] *VIB360 Studio :Analyse et traitement des vibrations,* France: Impédance, 2013, Accédé: Avr.12.2022. [en ligne]. Disponible *: https://www.vib360.fr/pdf/vib360-4pages-aout2013.pdf*

[55] S. Kouidri et K. Ghris, *Diagramme vectoriel d'équilibrage plan 1,* 2022, Accédé: Mai.6.2022. [en ligne]. Disponible *: https://www.geogebra.org/m/whh7jnmb*